

1 JAP20 Rec'd PCT/PTO 08 JUN 2006

## 明細書

## 冷却庫

## 技術分野

本発明はスターリングエンジンにより庫内の冷却を行う冷却庫に関する。「冷却庫」とは食品その他の物品の保存のために「庫内」と呼称される密閉空間の温度を下げる装置全般を指す概念であり、「冷蔵庫」「冷凍庫」「冷凍冷蔵庫」といった商品としての名称を問わない。

## 背景技術

冷却庫の冷凍サイクルには特定フロン (CFC:chlorofluorocarbon) や代替フロン (HCFC:hydrochlorofluorocarbon) が冷媒として使用されている。これらの冷媒は大気中に放出されると程度の差こそあれオゾン層の破壊につながるので、その生産及び使用は国際的な規制の対象となっている。

そこで、冷媒としてオゾン破壊物質を使用しないスターリング冷凍エンジンが脚光を浴びている。スターリング冷凍エンジンではヘリウム等の不活性ガスを作動媒体として使用し、外部動力によりピストンとディスプレーサを動作させて作動媒体の圧縮・膨張を繰り返し、低温部（コールドセクション）と高温部（ウォームセクション）を形成する。そして低温部で庫内から吸熱を行い、高温部で周囲環境に放熱を行うものである。スターリング冷凍エンジンを用いた冷却庫は、特開平3-36468号公報にその例に見ることができる。

## 発明の開示

スターリング冷凍エンジンは構成がコンパクトであり、低温部、高温部ともに冷凍能力に比較して表面積が小さい。そのため、吸熱と放熱をいかに効率良く行うかが冷却庫の性能に大きな影響を及ぼす。特許文献1記載の冷却庫では、放熱ファンが気流を形成する放熱路にスターリング冷凍エンジンの高温側熱交換器を置き、強制空冷で高温側熱交換器から熱を逃がすようにしている。

前述のように構成される強制空冷方式では、伝熱面積の小さい高温部から十分な熱を奪うためには多数のフィンを高密度に配置したラジエータを高温部に取り付ける必要がある。また大量の冷却空気をラジエータに吹き付ける必要がある。このような構造には、放熱フィンの間にゴミが詰まる、送風による騒音が大きい、あるいは送風ファンが大量の電力を消費するといった問題が伴う。

加えて、空冷方式はそもそも熱抵抗が大きく、熱を奪いにくい。そのため高温部と周囲環境との温度差がなかなか縮まらず、スターリング冷凍エンジンのCOP (coefficient of performance) が向上しないという問題がある。

また冷却庫では、扉に設けたガスケット、あるいはガスケットで囲まれる冷却庫壁に庫内の低温空気が接触する。そのため、ガスケットの外面、あるいはその周囲で庫外に面した冷却庫壁から熱が奪われ、空気中の水分が結露する。結露すると水滴が垂れて床を濡らすほか、鋼板に塗装を施してある冷却庫壁に錆が発生する。これを防止するため、従来の冷却庫ではガスケット近傍の壁内に電熱ヒーターを配置して結露を防止しており、電力消費が多くなるという問題があった。

さらに、冷却庫の庫内冷却用の熱交換器には不可避的に霜がつく。霜がついたままだと冷却能力が低下するので、時々除霜して冷却能力を回復する必要がある。霜が溶けて、あるいはその他の原因で発生したドレンはドレンパンに受けられる。ドレンパンを一々取り外してドレンを捨てるという面倒さをなくすため、ドレンパンに熱を加えてドレンの蒸発を促進するという手法が一般的に採用される。コンプレッサで冷媒を圧縮する従来型の冷却庫では、冷媒圧縮に伴う熱を利用してドレンパンを加熱することができる。ところがスターリング冷凍エンジンを用いる冷却庫は従来のコンプレッサに相当する要素を備えておらず、ドレンパンの加熱に電熱ヒーターを用いる必要があり、これまた電力消費を多くする要因となっていた。

また、庫内冷却用熱交換器を加熱して除霜するのにも従来は電熱ヒーターが用いられており、それだけ電力消費が多くなっていた。

本発明は上記の点に鑑みてなされたものであり、その目的とするところは、スターリング冷凍エンジンにより庫内冷却を行う冷却庫において、スターリン

グ冷凍エンジンの放熱効率を高め、スターリング冷凍エンジンの冷凍能力を十分に発揮させられるようすることにある。また、スターリング冷凍エンジンの高温部の発する熱を冷却庫の機能向上に役立て、同時に電力消費量を低減できることにある。

上記目的を達成するため、本発明では冷却庫を次のように構成する。すなわちスターリング冷凍エンジンにより庫内冷却を行う冷却庫において、前記スターリング冷凍エンジンの高温部の熱を気液二相の冷媒に伝え、ドレンの蒸発促進、冷却庫壁の結露防止、及び庫内冷却用熱交換器の除霜の少なくとも一つに利用する。

この構成によれば、スターリング冷凍エンジンの高温部の熱を気液二相の冷媒に伝え、ドレンの蒸発促進、冷却庫壁の結露防止、及び庫内冷却用熱交換器の除霜の少なくとも一つに利用するから、スターリング冷凍エンジンの高温部の放熱をドレンの蒸発促進、冷却庫壁の結露防止、庫内冷却用熱交換器の除霜といった仕事に有効活用できる。これによりドレンのメンテナンスフリー化を図ることができる。また電熱ヒーターを用いずに冷却庫壁の結露を防止し、庫内冷却用熱交換器の除霜を行うことができ、冷却庫の機能あるいは使い勝手が向上するとともに、加熱を電熱ヒーターにより行う場合に比べ、消費電力を抑えることができる。

またドレン水、結露懸念部、あるいは庫内冷却用熱交換器から周囲環境より温度の低い冷熱を回収してスターリング冷凍エンジンの高温部を冷却するので、放熱システム全体の放熱効率が向上する。スターリング冷凍エンジンのCOPも向上し、冷却庫の電力消費量を低減できる。

そして、冷媒を気液二相の形で用いるから、冷媒の蒸発・凝縮という、潜熱が熱交換に利用されることになり、熱抵抗を小さく抑えることができ、放熱効率が高まる。これにより熱交換効率が飛躍的に高まり、スターリング冷凍エンジンの効率が向上し、消費電力を低減できる。

また本発明では冷却庫を次のように構成する。すなわちスターリング冷凍エンジンにより庫内冷却を行う冷却庫において、前記スターリング冷凍エンジンの高温部の熱を庫外に放熱する第1高温側冷媒循環回路と、前記高温部の熱を

ドレンの蒸発促進、冷却庫壁の結露防止、及び庫内冷却用熱交換器の除霜の少なくとも一つに利用する第2高温側冷媒循環回路とを形成する。

この構成によれば、スターリング冷凍エンジンの高温部の熱を庫外に放熱する第1高温側冷媒循環回路を設けることにより、高温部の熱を安定して放熱できる。加えて、高温部の熱をドレンの蒸発促進、冷却庫壁の結露防止、及び庫内冷却用熱交換器の除霜の少なくとも一つに利用する第2高温側冷媒循環回路を設けるので、スターリング冷凍エンジンの高温部の放熱をドレンの蒸発促進、冷却庫壁の結露防止、庫内冷却用熱交換器の除霜といった仕事に有効活用できる。これによりドレンのメンテナンスフリー化を図ることができる。また電熱ヒーターを用いずに冷却庫壁の結露を防止し、庫内冷却用熱交換器の除霜を行うことができ、冷却庫の機能あるいは使い勝手が向上するとともに、加熱を電熱ヒーターにより行う場合に比べ、消費電力を抑えることができる。

またドレン水、結露懸念部、あるいは庫内冷却用熱交換器から周囲環境より温度の低い冷熱を回収してスターリング冷凍エンジンの高温部を冷却するので、放熱システム全体の放熱効率が向上する。スターリング冷凍エンジンのCOPも向上し、冷却庫の電力消費量を低減できる。

また本発明では、前述のように構成される冷却庫において、前記第1高温側冷媒循環回路と前記第2高温側冷媒循環回路とを互いに独立させる。

この構成によれば、第1高温側冷媒循環回路と第2高温側冷媒循環回路とを互いに独立させるから、第1高温側冷媒循環回路により放熱を確保しつつ、第2高温側冷媒循環回路を機動的に活用し、ドレンの蒸発促進、冷却庫壁の結露防止、あるいは庫内冷却用熱交換器の除霜を必要に応じて実施できる。これは、第2高温側冷媒循環回路内の循環ポンプを常時運転するのではなく、ドレンの蒸発促進や扉周辺の結露防止が必要となったときのみ運転すればよいということを意味する。これにより、循環ポンプの電力消費を節約し、循環ポンプの稼働寿命を延ばすことができる。また扉周辺を必要以上に長く加熱しないので、冷却庫の熱負荷を低減し、消費電力を抑制することができる。

また本発明では、前述のように構成される冷却庫において、前記第1高温側冷媒循環回路では自然循環により冷媒を循環させ、前記第2高温側冷媒循環回

路では強制循環により冷媒を循環させる。

この構成によれば、第1高温側冷媒循環回路では自然循環により冷媒を循環させ、第2高温側冷媒循環回路では強制循環により冷媒を循環させるから、第1高温側冷媒循環回路では人工的なエネルギーを使用することなく恒常的な放熱を図ることができる。他方第2高温側冷媒循環回路では、必要時機動的に冷媒を強制循環させて放熱あるいは冷熱回収を図ることができる。これにより、不必要にエネルギーを消費することなく効率的に冷却を行うことができる。

また本発明では冷却庫を次のように構成する。すなわちスターリング冷凍エンジンにより庫内冷却を行う冷却庫において、前記スターリング冷凍エンジンの高温部に設けた高温側熱交換器と、庫外環境に放熱を行うための放熱用熱交換器と、前記高温側熱交換器と放熱用熱交換器との間に形成されたループ状サーモサイフォンである第1高温側冷媒循環回路と、前記高温部の熱をドレンの蒸発促進、冷却庫壁の結露防止、及び庫内冷却用熱交換器の除霜の少なくとも一つに利用する第2高温側冷媒循環回路と、前記高温側熱交換器内の冷媒を前記第2高温側冷媒循環回路に送り出す循環ポンプとを備える。

この構成によれば、スターリング冷凍エンジンの高温部に設けた高温側熱交換器と、庫外環境に放熱を行うための放熱用熱交換器との間にループ状サーモサイフォンである第1高温側冷媒循環回路を形成するから、高温側熱交換器より、第1高温側冷媒循環回路を用いて、人工的なエネルギーを使用することなく熱をくみ出すことができる。他方第2高温側冷媒循環回路では、循環ポンプにより冷媒を送り、前記高温部の熱をドレンの蒸発促進、冷却庫壁の結露防止、及び庫内冷却用熱交換器の除霜の少なくとも一つに確実に利用することができる。

また本発明では冷却庫を次のように構成する。すなわちスターリング冷凍エンジンにより庫内冷却を行う冷却庫において、前記スターリング冷凍エンジンの高温部の熱を庫外に放熱する第1高温側冷媒循環回路と、前記高温部の熱をドレンの蒸発促進、冷却庫壁の結露防止、及び庫内冷却用熱交換器の除霜の少なくとも一つに利用する第2高温側冷媒循環回路とを形成するとともに、前記第1高温側冷媒循環回路と第2高温側冷媒循環回路を、前記高温部に設けた共

通の高温側熱交換器に互いに並列に接続する。

この構成によれば、スターリング冷凍エンジンの高温部の熱を庫外に放熱する第1高温側冷媒循環回路と、高温部の熱をドレンの蒸発促進、冷却庫壁の結露防止、及び庫内冷却用熱交換器の除霜の少なくとも一つに利用する第2高温側冷媒循環回路とを形成するとともに、第1高温側冷媒循環回路と第2高温側冷媒循環回路とを、高温部に設けた共通の高温側熱交換器に互いに並列に接続するから、第1高温側冷媒循環回路と第2高温側冷媒循環回路の一方において何らかの原因により回路が使用不可となったとしても、他方の回路により高温部からの放熱を続けることができる。このため、スターリング冷凍エンジンが放熱不良でダメージを被るといった事態を回避しやすくなる。

また本発明では、前述のように構成される冷却庫において、前記高温側熱交換器を複数個設けるとともに、第1高温側冷媒循環回路と第2高温側冷媒循環回路を、前記複数個の高温側熱交換器のそれぞれに対して互いに並列に接続する。

そして、前記複数個の高温側熱交換器のすべてより、第1高温側冷媒循環回路と第2高温側冷媒循環回路に冷媒の供給が行われ、また、複数個の高温側熱交換器のすべてに対し、第1高温側冷媒循環回路と第2高温側冷媒循環回路から冷媒が還流する。

更に、第1高温側冷媒循環回路をループ状サーモサイフォンとして構成するとともに、第2高温側冷媒循環回路に対しては、高温側熱交換器内の冷媒を第2高温側冷媒循環回路に送り出す循環ポンプを設ける。

また、前記循環ポンプを第2高温側冷媒循環回路の最上流部に配置する。

この構成によれば、高温側熱交換器を複数個設けるとともに、第1高温側冷媒循環回路と第2高温側冷媒循環回路を、複数個の高温側熱交換器のそれぞれに対して互いに並列に接続するから、どの高温側熱交換器を取り上げても高温側冷媒循環回路が複数個確保されることになり、回路閉塞による冷媒循環停止といった事態を回避しやすくなる。

そして、複数個の高温側熱交換器のすべてより、第1高温側冷媒循環回路と第2高温側冷媒循環回路に冷媒の供給が行われ、複数個の高温側熱交換器のす

べてに対し、第1高温側冷媒循環回路と第2高温側冷媒循環回路から冷媒が還流するものとしたから、複数個の高温側熱交換器をすべて外部への熱供給に関与させることができる。

更に、第1高温側冷媒循環回路をループ状サーモサイフォンとして構成するから、高温側熱交換器より、第1高温側冷媒循環回路を用いて、人工的なエネルギーを使用することなく熱をくみ出すことができる。また第2高温側冷媒循環回路では、循環ポンプにより冷媒を送り、前記高温部の熱をドレンの蒸発促進、冷却庫壁の結露防止、及び庫内冷却用熱交換器の除霜の少なくとも一つに確実に利用することができる。

また、循環ポンプを第2高温側冷媒循環回路の最上流部に配置するから、高温側熱交換器から循環ポンプまでの管路抵抗が少なく、冷媒はスムーズに循環ポンプに流れ込む。循環ポンプに冷媒を供給する管路の抵抗が大きいと、循環ポンプの吸込側にキャビテーションが生じて冷媒が不必要に蒸発し、循環効率を損なうことがある。循環ポンプを第2高温側冷媒循環回路の最上流部に配置しておけば、そのような事態を避けることができる。

また本発明では、前述のように構成される冷却庫において、前記第1高温側冷媒循環回路の還流用冷媒配管を前記循環ポンプの吸込側に接続する。

この構成によれば、第1高温側冷媒循環回路の還流用冷媒配管を前記循環ポンプの吸込側に接続するから、第2高温側冷媒循環回路を流れる冷媒に、第1高温側冷媒循環回路を流れた飽和温度の冷媒を合流させて、第2高温側冷媒循環回路を流れる冷媒の総熱量を増大させることができる。これにより、スターリング冷凍エンジンの発生する熱の利用効率を高めることができる。

また本発明では、前述のように構成される冷却庫において、前記第1高温側冷媒循環回路と第2高温側冷媒循環回路の一方又は双方において、冷媒を気液二相の形で用いる。

この構成によれば、第1高温側冷媒循環回路と第2高温側冷媒循環回路の一方又は双方において、冷媒を気液二相の形で用いるから、冷媒の蒸発・凝縮という、潜熱が熱交換に利用されることになり、熱抵抗を小さく抑えることができ、放熱効率が高まる。これにより熱交換効率が飛躍的に高まり、スターリン

グ冷凍エンジンの効率が向上し、消費電力を低減できる。

また本発明では冷却庫を次のように構成する。すなわちスターリング冷凍エンジンにより庫内冷却を行う冷却庫において、ドレンの蒸発促進のために設けられる熱交換部と、冷却庫壁の結露防止のために設けられる熱交換部とを並列接続し、この並列接続構造を前記スターリング冷凍エンジンの高温部に設けられる熱交換器に直列接続して高温側冷媒循環回路を形成する。

この構成によれば、ドレンの蒸発促進のために設けられる熱交換部と、冷却庫壁の結露防止のために設けられる熱交換部とを並列接続し、この並列接続構造をスターリング冷凍エンジンの高温部に設けられる熱交換器に直列接続して高温側冷媒循環回路を形成するから、スターリング冷凍エンジンの高温部の放熱をドレンの蒸発促進及び冷却庫壁の結露防止に有効活用できる。これによりドレンのメンテナンスフリー化を図ることができる。また電熱ヒーターを用いずに冷却庫壁の結露を防止することができ、冷却庫の機能あるいは使い勝手が向上するとともに、電熱ヒーターを用いる場合に比べ、消費電力を抑えることができる。

そして熱交換に冷媒の蒸発・凝縮という、潜熱を利用するので、熱抵抗を小さく抑えることができ、放熱効率が高まる。これによりスターリング冷凍エンジンの効率が向上し、消費電力を低減できる。

またドレン水及び結露懸念部から周囲環境より温度の低い冷熱を回収してスターリング冷凍エンジンの高温部を冷却するので、放熱システム全体の放熱効率が向上する。スターリング冷凍エンジンのCOPも向上し、冷却庫の電力消費量を低減できる。

またドレンの蒸発促進のために設けられる熱交換部と冷却庫壁の結露防止のために設けられる熱交換部とを並列接続したので、冷媒の流動抵抗を低くできる。冷媒の流動抵抗が低いので、循環ポンプを用いる場合、その消費電力を大幅に削減できる。

また前記並列構造部において、ドレンの蒸発促進のために設けられる熱交換部と、冷却庫壁の結露防止のために設けられる熱交換部とにそれぞれ弁を直列接続することとすれば、その時点で冷媒を流す必要のない側の熱交換部は冷媒

の流れを止めることができ、循環ポンプの負荷を減らすことにより、その消費電力を削減できる。また扉周辺を必要以上に長く加熱することができないので、冷却庫の熱負荷を低減し、消費電力を抑制することができる。

また本発明では冷却庫を次のように構成する。すなわちスターリング冷凍エンジンにより庫内冷却を行う冷却庫において、前記スターリング冷凍エンジンの高温部に設けられる熱交換器と、ドレンの蒸発促進のために設けられる熱交換部と、冷却庫壁の結露防止のために設けられる熱交換部とを直列接続して高温側冷媒循環回路を形成する。

この構成によれば、スターリング冷凍エンジンの高温部に設けられる熱交換器と、ドレンの蒸発促進のために設けられる熱交換部と、冷却庫壁の結露防止のために設けられる熱交換部とを直列接続して高温側冷媒循環回路を形成するから、スターリング冷凍エンジンの高温部の放熱をドレンの蒸発促進及び冷却庫壁の結露防止に有効活用できる。これによりドレンのメンテナンスフリー化を図ることができる。また電熱ヒーターを用いずに冷却庫壁の結露を防止することができ、冷却庫の機能あるいは使い勝手が向上するとともに、電熱ヒーターを用いる場合に比べ、消費電力を抑えることができる。

またスターリング冷凍エンジンの高温部に設けられる熱交換器と、ドレンの蒸発促進のために設けられる熱交換部と、冷却庫壁の結露防止のために設けられる熱交換部とは直列接続なので、配管構成が簡単であり、組立工数が少なくて済む。

また本発明では、前述のように構成される冷却庫において、前記スターリング冷凍エンジンの低温部に設けた熱交換器と庫内冷却用熱交換器とを含む低温側冷媒循環回路を形成するとともに、前記庫内冷却用熱交換器に対し除霜用熱交換部を設け、この除霜用熱交換部と前記スターリング冷凍エンジンの高温部に設けられる熱交換器とを含む高温側冷媒循環回路を形成する。

この構成によれば、スターリング冷凍エンジンの低温部に設けた熱交換器と庫内冷却用熱交換器とを含む低温側冷媒循環回路を形成するとともに、庫内冷却用熱交換器に対し除霜用熱交換部を設け、この除霜用熱交換部と前記スターリング冷凍エンジンの高温部に設けられる熱交換器とを含む高温側冷媒循環回

路を形成するから、除霜用の電熱ヒーターを使わないで霜取りを行うことができる。霜の持つ冷熱を回収して高温部を冷やすので、放熱システムの熱負荷が軽減され、放熱システム全体の放熱効率も向上する。

また本発明では、前述のように構成される冷却庫において、前記除霜用熱交換部と前記スターリング冷凍エンジンの高温部に設けられる熱交換器とを含む高温側冷媒循環回路中に蓄熱部を設ける。

この構成によれば、除霜用熱交換部とスターリング冷凍エンジンの高温部に設けられる熱交換器とを含む高温側冷媒循環回路中に蓄熱部を設けるから、スターリング冷凍エンジンが停止していても蓄熱部に蓄えた熱を利用して霜取りを行うことができる。霜の持つ冷熱が蓄熱部に回収され、通常運転時に高温部を冷やすのに使われるので、放熱システムの熱負荷が軽減され、放熱システム全体の放熱効率も向上する。これによりスターリング冷凍エンジンの作動COPが向上し、消費電力を低減できる。

#### 図面の簡単な説明

図1は冷却庫の断面図である。

図2は本発明冷却庫の第1実施形態を示す配管構成図である。

図3は本発明冷却庫の第2実施形態を示す配管構成図である。

図4は本発明冷却庫の第3実施形態を示す配管構成図である。

図5は本発明冷却庫の第4実施形態を示す配管構成図である。

図6は本発明冷却庫の第5実施形態を示す配管構成図である。

図7は本発明冷却庫の第6実施形態を示す配管構成図である。

図8は本発明冷却庫の第7実施形態を示す配管構成図である。

図9は本発明冷却庫の第8実施形態を示す配管構成図である。

図10は本発明冷却庫の第9実施形態を示す配管構成図である。

図11は本発明冷却庫の第10実施形態を示す配管構成図である。

図12は本発明冷却庫の第11実施形態を示す配管構成図である。

図13は本発明冷却庫の第12実施形態を示す配管構成図である。

図14は本発明冷却庫の第13実施形態を示す配管構成図である。

図15は本発明冷却庫の第14実施形態を示す配管構成図である。

図16は本発明冷却庫の第15実施形態を示す配管構成図である。

図17は本発明冷却庫の第16実施形態を示す配管構成図である。

## 発明を実施するための最良の形態

以下、本発明の実施形態を図に基づき説明する。

図1は冷却庫の断面を示している。冷却庫1は食品保存用であり、断熱構造のハウジング10を備える。ハウジング10には上下3段の冷却室11、12、13が設けられている。冷却室11、12、13はそれぞれハウジング10の正面側(図1において左側)に開口部を有し、この開口部を開閉自在な断熱扉14、15、16が閉ざす。断熱扉14、15、16の裏面には冷却室11、12、13の開口部をそれぞれ囲む形のガスケット17が装着されている。冷却室11、12、13の内部には収納する食品の種類に適合した棚18を適宜設置する。

ハウジング10の上面から背面、さらには下面にかけて、スターリング冷凍エンジンを中心的要素とする冷却システム及び放熱システムが設置される。図1(断面図)及び図2(配管構成図)に示すのはその第1実施形態である。

ハウジング10の上面と背面の角に収納スペース19が設けられ、ここにスターリング冷凍エンジン30が設置される。スターリング冷凍エンジン30の一部は低温部となり、ここに低温側熱交換器41が取り付けられる。冷却室13の奥には庫内冷却用熱交換器42が設置される。低温側熱交換器41と庫内冷却用熱交換器42とは冷媒配管で接続され、低温側冷媒循環回路40を構成する(図2参照)。低温側冷媒循環回路40にはCO<sub>2</sub>などの自然冷媒を封入する。低温側熱交換器41の内部には多数のフィンが設けられ、冷媒との間で効率よく熱交換を行えるようになっている。

ハウジング10の内部には庫内冷却用熱交換器42により熱を奪われた空気を冷却室11、12、13に分配するダクト20が設けられている。ダクト20は冷却室11、12、13に連通する冷気吹出口21を適所に有する。ダクト20の内部には冷気を強制的に送気するための送風ファン22が適所に設置される。

図示しないが、冷却室11、12、13から空気を回収するダクトもハウジング10に設けられている。このダクトは庫内冷却用熱交換器42の下方に吹出口を有し、冷却されるべき空気を図1の破線矢印のように庫内冷却用熱交換

器42に供給する。

庫内冷却用熱交換器42の下にドレン受け樋25が設けられる。ドレン受け樋25は庫内冷却用熱交換器42から滴り落ちるドレンを集め、ハウジング10の底面に設けられたドレンパン26に流し出す。

スターリング冷凍エンジン30の他の一部は高温部となり、ここに高温側熱交換器が取り付けられる。第1実施形態の場合、高温側熱交換器はリングを半割にした形状の第1高温側熱交換器51と第2高温側熱交換器61からなる。第1高温側熱交換器51と第2高温側熱交換器61の内部にはそれぞれ多数のフィンが設けられ、冷媒との間で効率よく熱交換を行えるようになっている。

高温側熱交換器が單一リングの形状であると、スターリング冷凍エンジン30の高温部にしっかりと接触させるためには、形状を厳しく管理してはめ合い精度を確保することが必要になる。しかしながら本実施形態の場合、第1高温側熱交換器51と第2高温側熱交換器61はリングを半割にした形状なので、両者間にスターリング冷凍エンジン30の高温部を挟んで締め付けるときの締付圧を調節することにより、高温部との接触圧のコントロールが可能である。すなわち形状誤差により接触圧が不十分となり、高温部との間の熱伝達率が低下するといった事態に陥ることが少ない。リングをさらに多くのブロックに分割しても同じことが言える。

第1高温側熱交換器51を含む形で第1高温側冷媒循環回路50が構成され、第2高温側熱交換器61を含む形で第2高温側冷媒循環回路60が構成される。

第1高温側冷媒循環回路50は、第1高温側熱交換器51と、ハウジング10の上面に設置された放熱用熱交換器52と、これらを閉ループ状に接続する冷媒配管により構成される。放熱用熱交換器52は庫外環境に放熱を行うものであり、送風ファン53が設けられている。第1高温側冷媒循環回路50には水（水溶液を含む）あるいは炭化水素系の冷媒を密封する。第1高温側冷媒循環回路50はループ状サーモサイフォンとして機能し、冷媒が自然循環する。

第2高温側冷媒循環回路60は、第2高温側熱交換器61と、熱交換部62、63と、冷媒強制循環用の循環ポンプ64と、これらを接続する冷媒配管により構成される。第2高温側冷媒循環回路60には水などの自然冷媒を封入する。

なお、本明細書では、第2高温側熱交換器61の冷媒吐出側を第2高温側冷媒回路60の「最上流部」と表現する。循環ポンプ64はこの最上流部に配置されている。

熱交換部62は配管の一部をジグザグ状にしたものであり、ドレンパン24の下に配置され、冷媒の持つ温熱でドレンパン24に溜まったドレンを加熱してその蒸発を促進するという役割を担う。

熱交換部63は配管の一部を冷却室11、12、13の開口部に引き回したものであり、冷媒の持つ温熱でこの箇所を加熱することにより、結露が生じるのを防ぐという役割を担う。

続いて冷却庫1の動作を説明する。

スターリング冷凍エンジン30を駆動すると、その低温部は冷え、高温部は温度が上昇する。低温側熱交換器41は熱を奪われ、内部の冷媒は凝縮状態で低温側冷媒循環回路40を通って庫内冷却用熱交換器42に流れ込む。

庫内冷却用熱交換器42に流れ込んだ冷媒は庫内冷却用熱交換器42で蒸発し、庫内冷却用熱交換器42の表面温度を下げる。庫内冷却用熱交換器42を通り抜ける空気は熱を奪われて冷気となり、ダクト20の冷気吹出口21から冷却室11、12、13に吹き出し、冷却室11、12、13の温度を下げる。その後空気は図示しないダクトを通って庫内冷却用熱交換器42に還流する。

蒸発した冷媒は低温側冷媒循環回路40を通って低温側熱交換器41に還流し、熱を奪われて凝縮する。そして再び庫内冷却用熱交換器42へと流れて行く。

スターリング冷凍エンジン30が仕事をすることにより生じる熱、また低温部が庫内から回収した熱は高温部から放熱される。この熱により、第1高温側熱交換器51及び第2高温側熱交換器61が加熱される。

第1高温側熱交換器51が加熱されると内部の冷媒が蒸発し、放熱用熱交換器52に流れ込む。送風ファン53が放熱用熱交換器52の表面に空気を吹き付けており、冷媒は熱を奪われて凝縮する。凝縮した冷媒は第1高温側熱交換器51に還流し、再び蒸発する。このようにして、冷媒がスターリング冷凍エンジン30の高温部から熱を受け取って蒸発し、放熱用熱交換器52でそれを

冷却用空気に伝えて凝縮するというサイクルが繰り返される。

第1高温側冷媒循環回路50では冷媒を気相と液相が混在する気液二相の形で用いる。気液二相の相変化を伴う熱交換では、冷媒を蒸発／凝縮させ、潜熱を利用して行う。このため、相変化を伴わない熱交換に比べ、熱伝達率が飛躍的に向上する。

上記を説明する。スターリング冷凍エンジン30の放熱量Qは次式で表される。

$$Q = h \cdot A \cdot \Delta T_m$$

ここで

$h$  : 热伝達率

$A$  : 伝熱面積

$\Delta T_m$  : 温度差

従って熱伝達率hが高いほどスターリング冷凍エンジン30の高温部温度を下げる事ができる、COPを向上できる。

一般的に、相変化を伴わないブライン方式の冷媒利用では、熱伝達率は数百～1000W/m<sup>2</sup>Kとなる。しかも熱伝達率はブラインを循環させるためのポンプの消費電力に比例する。

これに対し気液二相の相変化を伴う熱交換では、冷媒の蒸発／凝縮過程の潜熱を利用するため、3000～10000W/m<sup>2</sup>Kの熱伝達率を得ることができる。この熱伝達率の値は、ブライン方式の場合の数倍～10数倍に達する。

第1高温側冷媒循環回路50では冷媒を上記のような気液二相として循環させてるので効率良く熱を交換できる。熱交換時に生じる熱抵抗が極めて低く、同様条件（同等の環境温度、同等の放熱量）であってもスターリング冷凍エンジン30の高温部がより低温に保たれる。これによりスターリング冷凍エンジン30の作動COPが向上し、消費電力を低減できる。

第2高温側熱交換器61が加熱されると冷媒が蒸発する。ここでも冷媒は気液二相の形で用いられる。この気液二相の冷媒を循環ポンプ64が熱交換部62、63へと送り出す。

冷媒はまず熱交換部62を流れ、その上のドレンパン26に熱を伝える。こ

れによりドレンパン 26 の中のドレンは、電熱ヒーターを用いるまでもなく温度上昇し、蒸発が促進される。従ってドレンパン 26 に溜まったドレンを捨てる作業が不要になり、ドレンのメンテナンスフリー化が図れる。

続いて冷媒は熱交換部 63 を流れ、冷却室 11、12、13 の開口部の周囲を加熱する。ガスケット 17 がハウジング 10 に接するあたりの箇所、すなわち庫内と庫外の境界領域には結露が生じやすいのであるが、このように冷媒を通すことにより、冷却庫壁の外気に接する箇所の温度が露点温度以上に保たれ、電熱ヒーターを用いるまでもなく結露が防止される。

冷媒は熱交換部 62 でドレンから冷熱を回収し、熱交換部 63 でハウジング 10 から冷熱を回収する。このように冷熱を回収した冷媒は、気相であったものが液相に戻り、液相の単相の形で第 2 高温側熱交換器 61 に流れ込む。そして気相と接触することにより気相を液化させて蒸気圧を低下させ、これにより蒸発を促進させて再び気液二相を回復する。このようにして、冷媒がスターリング冷凍エンジン 30 の高温部から熱を受け取って蒸発し、熱交換部 62、63 で凝縮して放熱し、冷熱を回収するというサイクルが繰り返される。循環ポンプ 64 の運転を停止すれば、このサイクルは中断する。

冷媒はドレンに対し、また冷却室 11、12、13 の開口部近傍に対し、温熱を供給し、代わりに環境より低い温度帯の冷熱を回収してスターリング冷凍エンジン 30 の高温部を冷やす。このため、放熱システムの熱負荷が軽減され、放熱システム全体の放熱効率も向上する。これによりスターリング冷凍エンジン 30 の作動 C O P が向上し、消費電力を低減できる。

第 1 高温側冷媒循環回路 50 と第 2 高温側冷媒循環回路 60 とは互いに独立しており、並列に設けられている。このため、第 1 高温側冷媒循環回路 50 による放熱と第 2 高温側冷媒循環回路 60 による放熱とは相互に依存することなく独立して行うことができる。このことは、冷却庫 1 の熱負荷状態をふまえた個別の運転制御が可能となるということを意味する。例えば、循環ポンプ 64 を常時運転するのではなく、ドレンの蒸発促進や扉周辺の結露防止が必要となつたときのみ運転することとすることができます。これにより、循環ポンプ 64 の電力消費を節約し、循環ポンプ 64 の稼働寿命を延ばすことができる。

また循環ポンプ 6 4 は第 2 高温側冷媒循環回路 6 0 の最上流部に配置されているので、第 2 高温側熱交換器 6 1 から循環ポンプ 6 4 までの管路抵抗が少なく、冷媒はスムーズに循環ポンプ 6 4 に流れ込む。循環ポンプ 6 4 に冷媒を供給する管路の抵抗が大きいと、循環ポンプ 6 4 の吸込側にキャビテーションが生じて冷媒が不必要に蒸発し、循環効率を損なうことがあるが、このように循環ポンプ 6 4 が第 2 高温側冷媒循環回路 6 0 の最上流部に配置されていれば、そのような事態を避けることができる。

気液二相に関して言えば、第 2 高温側冷媒循環回路 6 0 において、熱交換部 6 2、6 3 でドレン処理と結露防止を行うあたりでは冷媒が液相のみであっても構わない。その冷媒が第 2 高温側熱交換器 6 1 に還流した時点では、その還液と冷媒蒸気との潜熱熱交換となるため、ここで高い熱交換効率が得られる。

続いて、第 2 実施形態以下の実施形態を図 3 以下の図に基づき説明する。図 3～図 17 はいずれも配管構成図であり、そこに示された配管が図 1 の冷却庫 1 の中で実現されているものとする。第 1 実施形態と共通する構成要素については第 1 実施形態の説明で使用した符号をそのまま使用し、説明は省略する。

本発明冷却庫の第 2 実施形態を図 3 に示す。ここではドレンの蒸発促進のための熱交換部 6 2 と冷却庫壁の結露防止のための熱交換部 6 3 とを並列接続し、この並列接続構造を第 2 高温側熱交換器 6 1 及び循環ポンプ 6 4 に直列接続する。循環ポンプ 6 4 はここでも第 2 高温側冷媒循環回路 6 0 の最上流部に配置される。そして前記並列接続構造の内部において、熱交換部 6 2 の上流側に弁 6 5 を直列接続し、熱交換部 6 3 の上流側に弁 6 6 を直列接続する。

上記構成によれば、熱交換部 6 2、6 3 の箇所における冷媒の流動抵抗が第 1 実施形態の約半分になり、循環ポンプ 6 4 の消費電力を大幅に削減できる。また熱交換部 6 2、6 3 に弁 6 5、6 6 を組み合わせたので、ドレンの蒸発促進と冷却庫壁の結露防止のいずれかが必要でなければ、必要でない側の弁を閉じて冷媒の流動を止めることができる。循環ポンプの負荷を減らすことにより、循環ポンプ 6 4 の消費電力をさらに削減できる。

結露防止のため必要なとき以外は弁 6 6 を閉じることとすれば、扉 1 4、1 5、1 6 の周辺が必要以上に長く加熱されることがなくなる。これにより冷却

室 1 1、1 2、1 3 の熱負荷を低減し、消費電力を抑制することができる。

熱交換部 6 2、6 3 のそれぞれに専用の弁を設けるのではなく、共通の三方弁を設け、この三方弁の切り替え操作により「熱交換部 6 2、6 3 の両方に冷媒が通る」「熱交換部 6 2 だけに冷媒が通る」「熱交換部 6 3 だけに冷媒が通る」の 3 状態を選択するようにすることもできる。また自動制御を容易にするため、弁は電磁弁としておくのがよい。

なお第 1 高温側冷媒循環回路 5 0 と第 2 高温側冷媒循環回路 6 0 を流れる冷媒はいずれも気液二相である。

本発明冷却庫の第 3 実施形態を図 4 に示す。湿度の高い環境にあってはドレンの蒸発促進と冷却庫壁の結露防止を休みなく行わねばならないが、第 3 実施形態の配管構造はこのような場合に適するものである。

第 3 実施形態では、単一型の高温側熱交換器 7 1 がスターリング冷凍エンジン 3 0 の高温部に取り付けられている。第 1 高温側熱交換器 5 1 及び第 2 高温側熱交換器 6 1 と同様、高温側熱交換器 7 1 の内部には多数のフィンが設けられ、冷媒との間で効率よく熱交換を行えるようになっている。高温側熱交換器 7 1 には、冷媒の流れの上流側から順に、循環ポンプ 6 4、ドレンの蒸発促進用の熱交換部 6 2、冷却庫壁の結露防止用の熱交換部 6 3、及び放熱用熱交換器 5 2 が直列回路をなすように接続され、高温側冷媒循環回路 7 0 を構成する。

スターリング冷凍エンジン 3 0 を駆動すると高温側熱交換器 7 1 が加熱される。高温側熱交換器 7 1 が加熱されると冷媒が蒸発し、気相と液相が混在する気液二相の形になる。高温側冷媒循環回路 7 0 の最上流部に配置された循環ポンプ 6 4 により、気液二相の冷媒が熱交換部 6 2 へと送り出される。

気液二相の冷媒は熱交換部 6 2 を流れ、ドレンパン 2 6 に熱を伝えてドレンの蒸発を促進する。冷媒は続いて熱交換部 6 3 を流れ、冷却庫壁の外気に接する箇所に熱を伝えてこの箇所の温度を露点温度以上に保つ。

熱交換部 6 2 でドレンから冷熱を回収し、熱交換部 6 3 でハウジング 1 0 から冷熱を回収した冷媒は、気相であったものがかなり液相に戻った状態で放熱用熱交換器 5 2 に流入する。送風ファン 5 3 が放熱用熱交換器 5 2 の表面に空気を吹き付けているので冷媒はさらに熱を奪われ、液化が進んで、ほぼ液相の

単相の形で高温側熱交換器 7 1 に還流する。そして一部が蒸発し、再び気液二相を回復する。このようにして、冷媒がスターリング冷凍エンジン 3 0 の高温部から熱を受け取って蒸発し、熱交換部 6 2、6 3 で凝縮して放熱し、冷熱を回収するというサイクルが繰り返される。循環ポンプ 6 4 の運転を停止すれば、このサイクルは中断する。

上記構成によれば、高温側冷媒循環回路 7 0 の配管構造が簡単で、組立工数が少なくて済むというメリットがある。

熱交換部 6 2、6 3 の位置を逆転し、先に冷却庫壁を加熱し、次いでドレンパン 2 6 を加熱するようにしてもよい。なお、気液二相の冷媒による熱搬送が望ましいが、液相のみのブライン方式による熱搬送も採用可能である。

本発明冷却庫の第 4 実施形態を図 5 に示す。第 4 実施形態においても、単一型の高温側熱交換器 7 1 がスターリング冷凍エンジン 3 0 の高温部に取り付けられている。高温側熱交換器 7 1 の内部には多数のフィンが設けられ、冷媒との間で効率よく熱交換を行えるようになっている。高温側熱交換器 7 1 の下流側には循環ポンプ 6 4 が接続され、上流側には放熱用熱交換器 5 2 が接続される。

循環ポンプ 6 4 と放熱用熱交換器 5 2 の間にドレンの蒸発促進用の熱交換部 6 2 と冷却庫壁の結露防止用の熱交換部 6 3 が配置される。熱交換部 6 2、6 3 は第 3 実施形態のような直列接続ではなく、第 2 実施形態と同じく並列接続となっている。この並列接続構造を高温側熱交換器 7 1 及び循環ポンプ 6 4 に直列接続する。そして前記並列接続構造の内部において、熱交換部 6 2 の上流側に弁 6 5 を直列接続し、熱交換部 6 3 の上流側に弁 6 6 を直列接続する。このようにして高温側冷媒循環回路 7 0 が構成される。

スターリング冷凍エンジン 3 0 を駆動すると高温側熱交換器 7 1 が加熱される。高温側熱交換器 7 1 が加熱されると内部の冷媒の一部が蒸発し、冷媒は気液二相の形になる。高温側冷媒循環回路 7 0 の最上流部に配置された循環ポンプ 6 4 により、気液二相の冷媒は熱交換部 6 2、6 3 へと送り出される。

冷媒は分流して熱交換部 6 2、6 3 を流れ、ドレンパン 2 6 に熱を伝えてドレンの蒸発を促進し、また冷却庫壁の外気に接する箇所に熱を伝えてこの箇所

の温度を露点温度以上に保つ。

熱交換部 6 2 でドレンから冷熱を回収し、熱交換部 6 3 でハウジング 1 0 から冷熱を回収した冷媒は、気相であったものがかなり液相に戻った状態で放熱用熱交換器 5 2 に流入する。送風ファン 5 3 が放熱用熱交換器 5 2 の表面に空気を吹き付けているので冷媒はさらに熱を奪われ、液化が進んで、ほぼ液相の単相の形で高温側熱交換器 7 1 に還流する。そして一部が蒸発し、再び気液二相を回復する。このようにして、冷媒がスターリング冷凍エンジン 3 0 の高温部から熱を受け取って蒸発し、熱交換部 6 2、6 3 で凝縮して放熱し、冷熱を回収するというサイクルが繰り返される。循環ポンプ 6 4 の運転を停止すれば、このサイクルは中断する。

本発明冷却庫の第 5 実施形態を図 6 に示す。第 2 実施形態と同様、ドレンの蒸発促進のための熱交換部 6 2 と冷却庫壁の結露防止のための熱交換部 6 3 を並列接続し、この並列接続構造を第 2 高温側熱交換器 6 1 及び循環ポンプ 6 4 に直列接続している。そして前記並列接続構造の内部において、熱交換部 6 2 の上流側に弁 6 5 が直列接続され、熱交換部 6 3 の上流側に弁 6 6 が直列接続されている。

第 5 実施形態では、熱交換部 6 2、6 3 の並列接続構造に除霜用冷媒循環回路 8 0 が並列接続される。除霜用冷媒循環回路 8 0 は除霜用熱交換器 8 1 と、その上流側及び下流側に接続された弁 8 2、8 3 を含む。除霜用熱交換器 8 1 は熱伝導又は対流により庫内冷却用熱交換器 4 2 に熱を伝える。除霜用熱交換器 8 1 と庫内冷却用熱交換器 4 2 の間に送風ファンによる強制対流が生じるようにもよい。庫内冷却用熱交換器 4 2 の一部を区画して除霜用熱交換器 8 1 を構成することも可能である。

冷却室 1 1、1 2、1 3 の冷却は、弁 6 5、6 6 を開き、弁 8 2、8 3 を閉じた状態で行う。スターリング冷凍エンジン 3 0 を駆動すると、低温側熱交換器 4 1 は熱を奪われ、内部の冷媒は凝縮状態で低温側冷媒循環回路 4 0 を通つて庫内冷却用熱交換器 4 2 に流れ込む。

庫内冷却用熱交換器 4 2 に流れ込んだ冷媒は庫内冷却用熱交換器 4 2 を通り抜ける空気の熱で蒸発し、庫内冷却用熱交換器 4 2 の表面温度を下げる。庫内

冷却用熱交換器42を通り抜ける空気は熱を奪われて冷気となり、ダクト20の冷気吹出口21から冷却室11、12、13に吹き出し、冷却室11、12、13の温度を下げる。その後空気は図示しないダクトを通って庫内冷却用熱交換器42に還流する。

スターリング冷凍エンジン30が仕事をすることにより生じる熱、また低温部が庫内から回収した熱は高温部から放熱されるべき熱となる。この熱により、第1高温側熱交換器51及び第2高温側熱交換器61が加熱される。

第1高温側熱交換器51が加熱されると内部の冷媒の一部が蒸発し、冷媒は気相の形で放熱用熱交換器52に流れ込む。送風ファン53が放熱用熱交換器52の表面に空気を吹き付けており、気相の冷媒は熱を奪われて凝縮する。凝縮し、液相となった冷媒は第1高温側熱交換器51に還流し、再び蒸発する。このようにして、冷媒がスターリング冷凍エンジン30の高温部から熱を受け取って蒸発し、放熱用熱交換器52でそれを冷却用空気に伝えて凝縮するというサイクルが繰り返される。

第2高温側熱交換器61が加熱されると内部の冷媒の一部が蒸発し、冷媒は気液二相の形になる。第2高温側冷媒循環回路60の最上流部に配置された循環ポンプ64により、気液二相の冷媒は熱交換部62、63へと送り出される。冷媒は分流して熱交換部62、63を流れ、ドレンパン26に熱を伝えてドレンの蒸発を促進し、また冷却庫壁の外気に接する箇所に熱を伝えてこの箇所の温度を露点温度以上に保つ。

熱交換部62でドレンから冷熱を回収し、熱交換部63でハウジング10から冷熱を回収した冷媒は、気相であったものの液化が進み、ほぼ液相の単相の形で第2高温側熱交換器61に還流する。そして一部が蒸発し、再び気液二相を回復する。このようにして、冷媒がスターリング冷凍エンジン30の高温部から熱を受け取って蒸発し、熱交換部62、63で凝縮して放熱し、冷熱を回収するというサイクルが繰り返される。弁82、83が閉じているため、冷媒の持つ温熱が庫内冷却用熱交換器42に伝わることはない。循環ポンプ64の運転を停止すれば、このサイクルは中断する。

庫内冷却用熱交換器42の表面温度が下がると、庫内冷却用熱交換器42を

通り抜ける空気は熱を奪われて冷気となる。同時に、空気に含まれる水分、すなわち冷却室11、12、13に侵入してきた水分や、冷却室内の貯蔵食品から奪われた水分が庫内冷却用熱交換器42に霜となって付着する。霜がつくと、霜の断熱作用のため庫内冷却用熱交換器42と空気の間の熱交換効率が低下する。また庫内冷却用熱交換器42のフィンの隙間が霜により狭められ、通風量が低下する。これにより、冷却能力が一層低下する。

そこで、適当なタイミングで弁82、83を開き、第2高温側熱交換器61から出た冷媒を除霜用熱交換器81に流す。すると冷媒の持つ温熱が庫内冷却用熱交換器42に伝わり、庫内冷却用熱交換器42に付着している霜を溶かす。溶けた霜はドレンとなってドレンパン26に流出する。

庫内冷却用熱交換器42の持つ冷熱、主として霜の持つ冷熱は冷媒に回収される。冷熱を回収して温度低下し、液化が進んだ冷媒は第2高温側熱交換器61に還流し、再び気液二相となる。霜取りの効率を高め、霜取り時間を短縮するため、除霜期間の間は弁65、66を閉じ、冷媒が除霜用熱交換器81に集中して流れるようになるとよい。

この構成によれば、除霜用の電熱ヒーターを設けることなく庫内冷却用熱交換器42の霜取りを行うことができる。また霜の持つ冷熱を回収してスターリング冷凍エンジン30の高温部を冷やすので、放熱システムの熱負荷が軽減され、放熱システム全体の放熱効率も向上する。

第1高温側冷媒循環回路50はループ状サーモサイフォンであるから、第1高温側熱交換器51より、人工的なエネルギーを使用することなく熱をくみ出すことができる。他方第2高温側冷媒循環回路60では、循環ポンプ64により冷媒を送り、高温部の熱をドレンの蒸発促進、冷却庫壁の結露防止、及び庫内冷却用熱交換器の除霜の少なくとも一つに確実に利用することができる。

熱交換部62、63の並列接続構造に除霜用熱交換器81を直列接続する構成とすることも可能である。この場合、弁82、83は不要となる。弁65、66を開いておいて循環ポンプ64を運転すれば、ドレンの蒸発促進、冷却庫壁の加熱、及び霜取りが同時に行われる。弁65を開じればドレンの蒸発促進が休止状態となり、弁66を開じれば冷却庫壁の加熱が休止状態となる。循環

ポンプ 6 4 を停止すれば、熱交換部 6 2、6 3、及び除霜用熱交換器 8 1 の動作はすべて停止する。

本発明冷却庫の第 6 実施形態を図 7 に示す。第 6 実施形態は第 5 実施形態に次の要素を付加したものである。すなわち熱交換部 6 2、熱交換部 6 3、除霜用熱交換器 8 1 の並列接続構造と第 2 高温側熱交換器 6 1 との間に熱交換器型の蓄熱部 9 0 を設けたものである。

弁 6 5、6 6 を開き、弁 8 2、8 3 を閉じた状態でスターリング冷凍エンジン 3 0 を駆動すると、低温側熱交換器 4 1 は熱を奪われ、内部の冷媒は凝縮状態で庫内冷却用熱交換器 4 2 に流れ込む。庫内冷却用熱交換器 4 2 に流れ込んだ冷媒は蒸発して庫内冷却用熱交換器 4 2 の表面温度を下げる。これにより冷却室 1 1、1 2、1 3 の冷却が行われる。

他方第 1 高温側熱交換器 5 1 及び第 2 高温側熱交換器 6 1 は加熱される。第 1 高温側熱交換器 5 1 が加熱されると内部の冷媒の一部が蒸発し、冷媒は気相の形で放熱用熱交換器 5 2 に流れ込む。送風ファン 5 3 が放熱用熱交換器 5 2 の表面に空気を吹き付けており、気相の冷媒は熱を奪われて凝縮する。凝縮し、液相となった冷媒は第 1 高温側熱交換器 5 1 に還流し、再び蒸発する。このようにして、冷媒がスターリング冷凍エンジン 3 0 の高温部から熱を受け取って蒸発し、放熱用熱交換器 5 2 でそれを冷却用空気に伝えて凝縮するというサイクルが繰り返される。

第 2 高温側熱交換器 6 1 が加熱されると内部の冷媒の一部が蒸発し、冷媒は気液二相の形になる。第 2 高温側冷媒循環回路 6 0 の最上流部に配置された循環ポンプ 6 4 により、気液二相の冷媒は熱交換部 6 2、6 3 へと送り出される。冷媒は分流して熱交換部 6 2、6 3 を流れ、ドレンパン 2 6 に熱を伝えてドレンの蒸発を促進し、また冷却庫壁の外気に接する箇所に熱を伝えてこの箇所の温度を露点温度以上に保つ。

熱交換部 6 2、6 3 を出た冷媒は蓄熱部 9 0 を通る。熱交換部 6 2、6 3 で放熱した後の余熱が蓄熱部 9 0 に蓄積される。蓄熱部 9 0 に余熱を与えた冷媒は、気相であったものの液化が進み、ほぼ液相の形で第 2 高温側熱交換器 6 1 に還流する。そして一部が蒸発し、再び気液二相を回復する。このようにして、

冷媒が高温部で熱を受け取って蒸発し、熱交換部 6 2、 6 3、 及び蓄熱部 9 0 で凝縮して放熱し、冷熱を回収するというサイクルが繰り返される。弁 8 2、 8 3 が閉じているため、冷媒の持つ温熱が庫内冷却用熱交換器 4 2 に伝わることはない。循環ポンプ 6 4 の運転を停止すれば、このサイクルは中断する。

庫内冷却用熱交換器 4 2 の霜取りを行う場合は、弁 8 2、 8 3 を開き、第 2 高温側熱交換器 6 1 から出た冷媒を除霜用熱交換器 8 1 に流す。すると冷媒の持つ温熱が庫内冷却用熱交換器 4 2 に伝わり、庫内冷却用熱交換器 4 2 に付着している霜を溶かす。溶けた霜はドレンとなってドレンパン 2 6 に流出する。

庫内冷却用熱交換器 4 2 の持つ冷熱、主として霜の持つ冷熱は冷媒に回収される。冷熱を回収して温度低下した冷媒は蓄熱部 9 0 を通る際に蓄熱部 9 0 と熱交換する。冷熱を放出し、蓄熱部 9 0 から温熱をもらって温度上昇した後、冷媒は第 2 高温側熱交換器 6 1 に還流し、再び気液二相となる。霜取りの効率を高め、霜取り時間を短縮するため、除霜期間の間は弁 6 5、 6 6 を閉じ、冷媒が除霜用熱交換器 8 1 に集中して流れるようにしておく。

このように、霜取り工程中は霜からの冷熱が蓄熱部 9 0 に蓄積されて行く。霜取り工程が終了し、通常運転に戻ると、蓄熱部 9 0 は通過する冷媒に冷熱を伝え、スターリング冷凍エンジン 3 0 の高温部を冷やす。代わりに蓄熱部 9 0 は高温部からの熱を蓄積し、次回の霜取り工程に備える。

この構成によれば、除霜用の電熱ヒーターを設けることなく庫内冷却用熱交換器 4 2 の霜取りを行うことができる。スターリング冷凍エンジン 3 0 を停止したとしても、循環ポンプ 6 4 を駆動しさえすれば、蓄熱部 9 0 に蓄えた温熱で冷媒を加熱して霜取りを行うことができる。

第 5 実施形態と同様、霜の持つ冷熱を回収してスターリング冷凍エンジン 3 0 の高温部を冷やすので、放熱システムの熱負荷が軽減され、放熱システム全体の放熱効率も向上する。これによりスターリング冷凍エンジン 3 0 の作動 C O P が向上し、消費電力を低減できる。

熱交換部 6 2、 6 3 の並列接続構造に除霜用熱交換器 8 1 を直列接続する構成とすることも可能である。この場合、弁 8 2、 8 3 は不要となる。弁 6 5、 6 6 を開いておいて循環ポンプ 6 4 を運転すれば、ドレンの蒸発促進、冷却庫

壁の加熱、及び霜取りが同時に行われる。弁 6 5 を閉じればドレンの蒸発促進が休止状態となり、弁 6 6 を閉じれば冷却庫壁の加熱が休止状態となる。循環ポンプ 6 4 を停止すれば、熱交換部 6 2、6 3、及び除霜用熱交換器 8 1 の動作はすべて停止する。

本発明冷却庫の第 7 実施形態を図 8 に示す。第 7 実施形態は第 2 実施形態に対し高温側熱交換器が単一型になっている点が異なる。すなわち本実施形態では単一型の高温側熱交換器 7 1 がスターリング冷凍エンジン 3 0 の高温部に取り付けられている。高温側熱交換器 7 1 の内部には多数のフィンが設けられ、冷媒との間で効率よく熱交換を行えるようになっている。

この高温側熱交換器 7 1 を含む形で、第 1 高温側冷媒循環回路 5 0 と第 2 高温側冷媒循環回路 6 0 が構成されている。すなわち高温側熱交換器 7 1 は第 1 高温側冷媒循環回路 5 0 と第 2 高温側冷媒循環回路 6 0 の双方に共通の高温側熱交換器であり、この共通の高温側熱交換器 7 1 に第 1 高温側冷媒循環回路 5 0 と第 2 高温側冷媒循環回路 6 0 が互いに並列に接続された形になっている。

本発明冷却庫の第 8 実施形態を図 9 に示す。湿度の高い環境にあってはドレンの蒸発促進と冷却庫壁の結露防止を休みなく行わねばならないが、第 8 実施形態の配管構造はこのような場合に適するものである。

第 8 実施形態は第 1 実施形態に対し高温側熱交換器が単一型になっている点が異なる。すなわち本実施形態では単一型の高温側熱交換器 7 1 がスターリング冷凍エンジン 3 0 の高温部に取り付けられている。高温側熱交換器 7 1 の内部には多数のフィンが設けられ、冷媒との間で効率よく熱交換を行えるようになっている。

この高温側熱交換器 7 1 を含む形で、第 1 高温側冷媒循環回路 5 0 と第 2 高温側冷媒循環回路 6 0 が構成されている。すなわち高温側熱交換器 7 1 は第 1 高温側冷媒循環回路 5 0 と第 2 高温側冷媒循環回路 6 0 の双方に共通の高温側熱交換器であり、この共通の高温側熱交換器 7 1 に第 1 高温側冷媒循環回路 5 0 と第 2 高温側冷媒循環回路 6 0 が互いに並列に接続された形になっている。

上記構成によれば、第 2 高温側冷媒循環回路 6 0 の配管構造が簡単で、組立工数が少なくて済むというメリットがある。

熱交換部 6 2、6 3 の位置を逆転し、先に冷却庫壁を加熱し、次いでドレンパン 2 6 を加熱するようにしてもよい。

本発明冷却庫の第 9 実施形態を図 1 0 に示す。第 9 実施形態は第 8 実施形態とほぼ同様の構成を備えるが、次の点が第 8 実施形態と異なる。すなわち第 8 実施形態の場合、第 1 高温側冷媒循環回路 5 0 において高温側熱交換器 7 1 に冷媒を還流させる働きをする還流用冷媒配管は高温側熱交換器 7 1 に接続されていたが、第 9 実施形態ではその還流用冷媒配管が循環ポンプ 6 4 の吸込側に接続されている。

この構成によれば、自然循環の形で高温側熱交換器 7 1 から放熱用熱交換器 5 2 に流れ込んだ冷媒は、放熱用熱交換器 5 2 から還流する際、高温側熱交換器 7 1 に直接入るのではなく、第 2 高温側冷媒循環回路 6 0 を流れる冷媒に合流する。このため、高温側熱交換器 7 1 から第 2 高温側冷媒循環回路 6 0 に流れ出した冷媒の持つ熱量に、放熱用熱交換器 5 2 から還流した飽和温度の冷媒の持つ熱量が加わり、第 2 高温側冷媒循環回路 6 0 を流れる冷媒の総熱量が増大する。これにより、ドレンの蒸発促進用の熱交換部 6 2 と冷却庫壁の結露防止用の熱交換部 6 3 に与えられる熱量が増大し、スターリング冷凍エンジン 3 0 の発生する熱の利用効率を高めることができる。

本発明冷却庫の第 1 0 実施形態を図 1 1 に示す。第 1 0 実施形態は第 5 実施形態と同様の構成であるが、高温側熱交換器が単一型になっている点が第 5 実施形態と異なる。この構成により、第 5 実施形態同様に、除霜用の電熱ヒーターを設けることなく庫内冷却用熱交換器 4 2 の霜取りを行うことができる。また霜の持つ冷熱を回収してスターリング冷凍エンジン 3 0 の高温部を冷やすので、放熱システムの熱負荷が軽減され、放熱システム全体の放熱効率が向上する。

本発明冷却庫の第 1 1 実施形態を図 1 2 に示す。第 1 1 実施形態は第 6 実施形態と同様の構成であるが、高温側熱交換器が単一型になっている点が第 6 実施形態と異なる。この構成により、第 6 実施形態同様に、除霜用の電熱ヒーターを設けることなく庫内冷却用熱交換器 4 2 の霜取りを行うことができるうえ、スターリング冷凍エンジン 3 0 を停止したとしても、循環ポンプ 6 4 を駆動し

さえすれば、蓄熱部90に蓄えた温熱で冷媒を加熱して霜取りを行うことができる。

本発明冷却庫の第12実施形態を図13に示す。第12実施形態は、第2実施形態の構成を次のように変更したものである。すなわち第2実施形態の場合、第1高温側熱交換器51は第1高温側冷媒循環回路50に専属し、第2高温側熱交換器61は第2高温側冷媒循環回路60に専属していた。第12実施形態では、第1高温側熱交換器51と第2高温側熱交換器61の両方を、第1高温側冷媒循環回路50と第2高温側冷媒循環回路60で共通に使用する。

図13に見られるように、第1高温側冷媒循環回路50の冷媒配管は第1高温側熱交換器51と第2高温側熱交換器61の両方から並列に出、途中で合流して放熱用熱交換器52に入る。放熱用熱交換器52を出た冷媒配管は途中で分岐し、並列をなして第1高温側熱交換器51と第2高温側熱交換器61に戻る。

第2高温側冷媒循環回路60の冷媒配管は第1高温側熱交換器51と第2高温側熱交換器61の両方から並列に出、途中で合流して循環ポンプ64に入る。ドレンの蒸発促進のための熱交換部62と冷却庫壁の結露防止のための熱交換部63の並列接続構造を出た冷媒配管は途中で分岐し、並列をなして第1高温側熱交換器51と第2高温側熱交換器61に戻る。

別の言い方をすれば、第1高温側冷媒循環回路50と第2高温側冷媒循環回路60とは、第1高温側熱交換器51と第2高温側熱交換器61のそれぞれに対して、互いに並列に接続されている。

上記構成により、第1高温側熱交換器51と第2高温側熱交換器61の両方から、第1高温側冷媒循環回路50と第2高温側冷媒循環回路60に冷媒の供給が行われることになる。また第1高温側熱交換器51と第2高温側熱交換器61の両方に対し、第1高温側冷媒循環回路50と第2高温側冷媒循環回路60から冷媒が還流することになる。

この構成によれば、第1高温側冷媒循環回路50と第2高温側冷媒循環回路60を、第1高温側熱交換器51と第2高温側熱交換器61のそれぞれに対して互いに並列に接続するから、第1高温側熱交換器51と第2高温側熱交換器

6 1 のいずれを取り上げても高温側冷媒循環回路が複数個確保されることになる。このため、回路が使用不可となって冷媒循環が停止し、その結果スターリング冷凍エンジン 3 0 が放熱不良でダメージを被るといった事態の回避が容易である。

加えて、第 1 高温側熱交換器 5 1 と第 2 高温側熱交換器 6 1 の両方において第 1 高温側冷媒循環回路 5 0 と第 2 高温側冷媒循環回路 6 0 に対し冷媒の供給及び還流が行われるから、第 1 高温側熱交換器 5 1 と第 2 高温側熱交換器 6 1 を両方とも外部への熱供給と外部からの冷熱回収とに関与させることができる。

本発明冷却庫の第 1 3 実施形態を図 1 4 に示す。第 1 3 実施形態は、第 8 実施形態の構成を次のように変更したものである。すなわち第 8 実施形態では單一型の高温側熱交換器 7 1 を用いたが、第 1 3 実施形態では分割型の高温側熱交換器、すなわち第 1 高温側熱交換器 5 1 と第 2 高温側熱交換器 6 1 が用いられている。

図 1 4 に見られるように、第 1 高温側冷媒循環回路 5 0 の冷媒配管は第 1 高温側熱交換器 5 1 と第 2 高温側熱交換器 6 1 の両方から並列に出、途中で合流して放熱用熱交換器 5 2 に入る。放熱用熱交換器 5 2 を出た冷媒配管は途中で分岐し、並列をなして第 1 高温側熱交換器 5 1 と第 2 高温側熱交換器 6 1 に戻る。

第 2 高温側冷媒循環回路 6 0 の冷媒配管は第 1 高温側熱交換器 5 1 と第 2 高温側熱交換器 6 1 の両方から並列に出、途中で合流して循環ポンプ 6 4 に入る。ドレンの蒸発促進のための熱交換部 6 2 を経た後、冷却庫壁の結露防止のための熱交換部 6 3 を出た冷媒配管は途中で分岐し、並列をなして第 1 高温側熱交換器 5 1 と第 2 高温側熱交換器 6 1 に戻る。

別の言い方をすれば、第 1 高温側冷媒循環回路 5 0 と第 2 高温側冷媒循環回路 6 0 とは、第 1 高温側熱交換器 5 1 と第 2 高温側熱交換器 6 1 のそれぞれに對して、互いに並列に接続されている。

上記構成により、第 1 高温側熱交換器 5 1 と第 2 高温側熱交換器 6 1 の両方から、第 1 高温側冷媒循環回路 5 0 と第 2 高温側冷媒循環回路 6 0 に冷媒の供給が行われることになる。また第 1 高温側熱交換器 5 1 と第 2 高温側熱交換器

6 1 の両方に対し、第 1 高温側冷媒循環回路 5 0 と第 2 高温側冷媒循環回路 6 0 から冷媒が還流することになる。

本発明冷却庫の第 1 4 実施形態を図 1 5 に示す。第 1 4 実施形態は、第 9 実施形態の構成を次のように変更したものである。すなわち第 9 実施形態では単一型の高温側熱交換器 7 1 を用いたが、第 1 3 実施形態では分割型の高温側熱交換器、すなわち第 1 高温側熱交換器 5 1 と第 2 高温側熱交換器 6 1 が用いられている。

図 1 5 に見られるように、第 1 高温側冷媒循環回路 5 0 の冷媒配管は第 1 高温側熱交換器 5 1 と第 2 高温側熱交換器 6 1 の両方から並列に出、途中で合流して放熱用熱交換器 5 2 に入る。放熱用熱交換器 5 2 を出た還流用冷媒配管は循環ポンプ 6 4 の吸込側に接続される。

第 2 高温側冷媒循環回路 6 0 の冷媒配管は第 1 高温側熱交換器 5 1 と第 2 高温側熱交換器 6 1 の両方から並列に出、途中で合流して循環ポンプ 6 4 に入る。ドレンの蒸発促進のための熱交換部 6 2 を経た後、冷却庫壁の結露防止のための熱交換部 6 3 を出た冷媒配管は途中で分岐し、並列をなして第 1 高温側熱交換器 5 1 と第 2 高温側熱交換器 6 1 に戻る。

第 1 高温側冷媒循環回路 5 0 が閉塞した場合、第 2 高温側冷媒循環回路 6 0 によって第 1 高温側熱交換器 5 1 と第 2 高温側熱交換器 6 1 の冷媒循環を継続できることはもちろんであるが、逆に循環ポンプ 6 4 が故障してそこから先に冷媒を送れなくなった場合でも、第 1 高温側冷媒配管 5 0 の冷媒循環は、第 1 高温側熱交換器 5 1 と第 2 高温側熱交換器 6 1 から循環ポンプ 6 4 に向かう冷媒配管を逆流する形で継続される。このため、回路が使用不可となって冷媒循環が停止し、その結果スターリング冷凍エンジン 3 0 が放熱不良でダメージを被るといった事態の回避が容易である。

本発明冷却庫の第 1 5 実施形態を図 1 6 に示す。第 1 5 実施形態は、第 5 実施形態及び第 1 0 実施形態と同じく、熱交換部 6 2、6 3 の並列接続構造に除霜用冷媒循環回路 8 0 を並列接続した。除霜用冷媒循環回路 8 0 は除霜用熱交換器 8 1 と、その上流側及び下流側に接続された弁 8 2、8 3 を含む。除霜用熱交換器 8 1 は熱伝導又は対流により、あるいは送風ファンによる強制対流に

より、庫内冷却用熱交換器42に熱を伝える。

この構成によれば、除霜用の電熱ヒーターを設けることなく庫内冷却用熱交換器42の霜取りを行うことができる。また霜の持つ冷熱を回収してスターリング冷凍エンジン30の高温部を冷やすので、放熱システムの熱負荷が軽減され、放熱システム全体の放熱効率も向上する。これによりスターリング冷凍エンジン30の作動COPが向上し、消費電力を低減できる。

本発明冷却庫の第16実施形態を図17に示す。第16実施形態は、第15実施形態に次の要素を付加したものである。すなわち、熱交換部62、熱交換部63、除霜用熱交換器81の並列接続構造と第1高温側熱交換器51及び第2高温側熱交換器61との間に、第6実施形態及び第11実施形態と同じく熱交換器型の蓄熱部90を設けたものである。

この構成によれば、除霜用の電熱ヒーターを設けることなく庫内冷却用熱交換器42の霜取りを行うことができるうえ、スターリング冷凍エンジン30を停止したとしても、循環ポンプ64を駆動しさえすれば、蓄熱部90に蓄えた温熱で冷媒を加熱して霜取りを行うことができる。

以上、本発明の各実施形態につき説明したが、本発明の範囲はこれに限定されるものではなく、発明の主旨を逸脱しない範囲で種々の変更を加えて実施することができる。

#### 産業上の利用可能性

本発明は家庭用又は業務用の冷却庫であって、スターリング冷凍機を冷熱源とするもの全般に利用可能である。

## 請求の範囲

1. スターリング冷凍エンジンにより庫内冷却を行う冷却庫において、前記スターリング冷凍エンジンの高温部の熱を気液二相の冷媒に伝え、ドレンの蒸発促進、冷却庫壁の結露防止、及び庫内冷却用熱交換器の除霜の少なくとも一つに利用する。
2. スターリング冷凍エンジンにより庫内冷却を行う冷却庫において、前記スターリング冷凍エンジンの高温部の熱を庫外に放熱する第1高温側冷媒循環回路と、前記高温部の熱をドレンの蒸発促進、冷却庫壁の結露防止、及び庫内冷却用熱交換器の除霜の少なくとも一つに利用する第2高温側冷媒循環回路とを形成する。
3. 請求項2に記載の冷却庫において、前記第1高温側冷媒循環回路と前記第2高温側冷媒循環回路とを互いに独立させる。
4. 請求項3に記載の冷却庫において、前記第1高温側冷媒循環回路では自然循環により冷媒を循環させ、前記第2高温側冷媒循環回路では強制循環により冷媒を循環させる。
5. スターリング冷凍エンジンにより庫内冷却を行う冷却庫において、前記スターリング冷凍エンジンの高温部に設けた高温側熱交換器と、庫外環境に放熱を行うための放熱用熱交換器と、前記高温側熱交換器と放熱用熱交換器との間に形成されたループ状サーモサイフォンである第1高温側冷媒循環回路と、前記高温部の熱をドレンの蒸発促進、冷却庫壁の結露防止、及び庫内冷却用熱交換器の除霜の少なくとも一つに利用する第2高温側冷媒循環回路と、前記高温側熱交換器内の冷媒を前記第2高温側冷媒循環回路に送り出す循環ポンプとを備える。

6. スターリング冷凍エンジンにより庫内冷却を行う冷却庫において、

前記スターリング冷凍エンジンの高温部の熱を庫外に放熱する第1高温側冷媒循環回路と、前記高温部の熱をドレンの蒸発促進、冷却庫壁の結露防止、及び庫内冷却用熱交換器の除霜の少なくとも一つに利用する第2高温側冷媒循環回路とを形成するとともに、前記第1高温側冷媒循環回路と第2高温側冷媒循環回路を、前記高温部に設けた共通の高温側熱交換器に亘り並列に接続する。

7. 請求項6に記載の冷却庫において、

前記高温側熱交換器を複数個設けるとともに、第1高温側冷媒循環回路と第2高温側冷媒循環回路を、前記複数個の高温側熱交換器のそれぞれに対して亘り並列に接続する。

8. 請求項5に記載の冷却庫において、

前記第1高温側冷媒循環回路の還流用冷媒配管を前記循環ポンプの吸込側に接続する。

9. 請求項2～8のいずれか1項に記載の冷却庫において、

前記第1高温側冷媒循環回路と第2高温側冷媒循環回路の一方又は双方において、冷媒を気液二相の形で用いる。

10. スターリング冷凍エンジンにより庫内冷却を行う冷却庫において、

ドレンの蒸発促進のために設けられる熱交換部と、冷却庫壁の結露防止のために設けられる熱交換部とを並列接続し、この並列接続構造を前記スターリング冷凍エンジンの高温部に設けられる熱交換器に直列接続して高温側冷媒循環回路を形成する。

11. スターリング冷凍エンジンにより庫内冷却を行う冷却庫において、

前記スターリング冷凍エンジンの高温部に設けられる熱交換器と、ドレンの

蒸発促進のために設けられる熱交換部と、冷却庫壁の結露防止のために設けられる熱交換部とを直列接続して高温側冷媒循環回路を形成する。

12. 請求項1～8、10、11のいずれか1項に記載の冷却庫において、

前記スターリング冷凍エンジンの低温部に設けた熱交換器と庫内冷却用熱交換器とを含む低温側冷媒循環回路を形成するとともに、前記庫内冷却用熱交換器に対し除霜用熱交換部を設け、この除霜用熱交換部と前記スターリング冷凍エンジンの高温部に設けられる熱交換器とを含む高温側冷媒循環回路を形成する。

13. 請求項12に記載の冷却庫において、

前記除霜用熱交換部と前記スターリング冷凍エンジンの高温部に設けられる熱交換器とを含む高温側冷媒循環回路中に蓄熱部を設ける。

14. 請求項9に記載の冷却庫において、

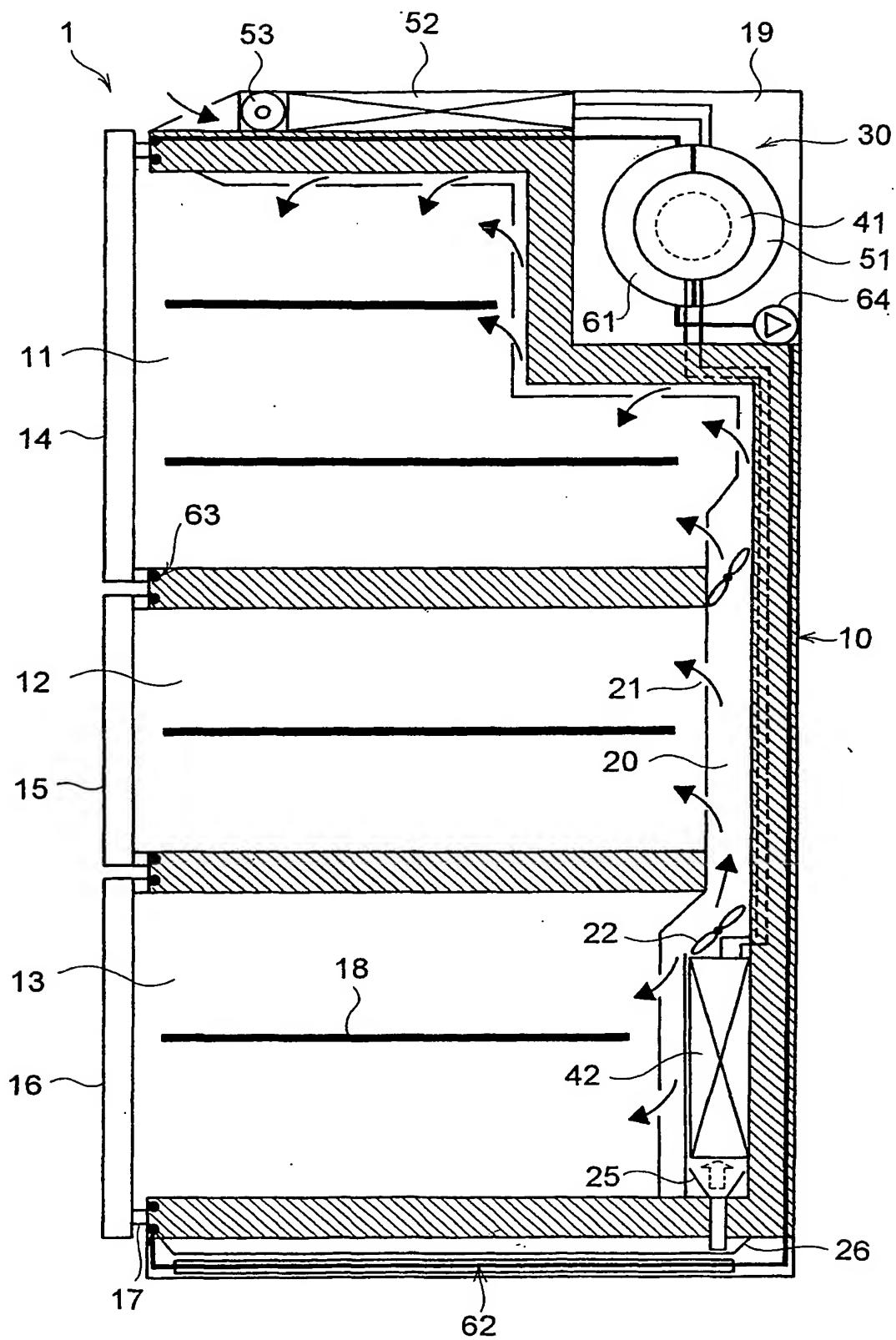
前記スターリング冷凍エンジンの低温部に設けた熱交換器と庫内冷却用熱交換器とを含む低温側冷媒循環回路を形成するとともに、前記庫内冷却用熱交換器に対し除霜用熱交換部を設け、この除霜用熱交換部と前記スターリング冷凍エンジンの高温部に設けられる熱交換器とを含む高温側冷媒循環回路を形成する。

15. 請求項14に記載の冷却庫において、

前記除霜用熱交換部と前記スターリング冷凍エンジンの高温部に設けられる熱交換器とを含む高温側冷媒循環回路中に蓄熱部を設ける。

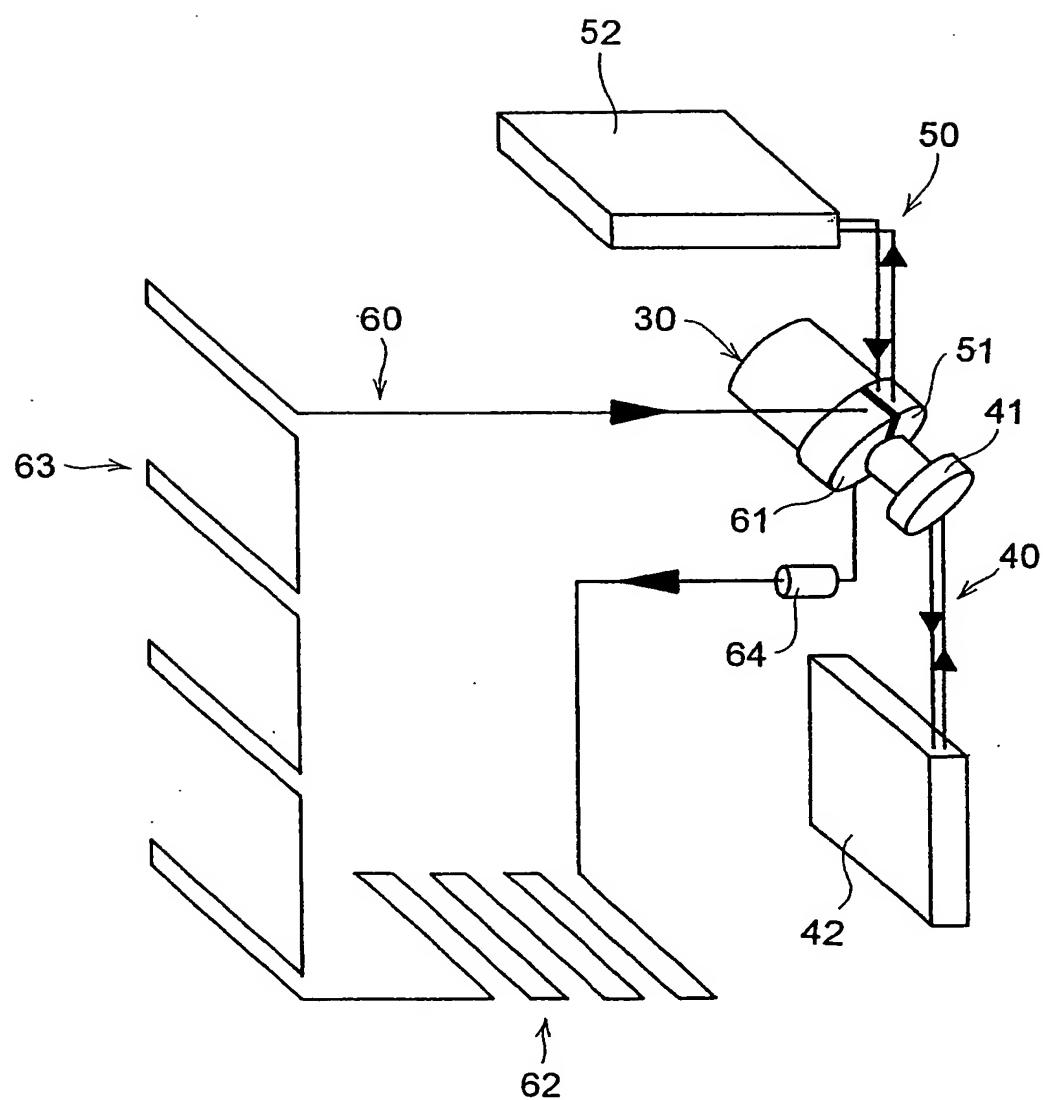
1/17

FIG. 1



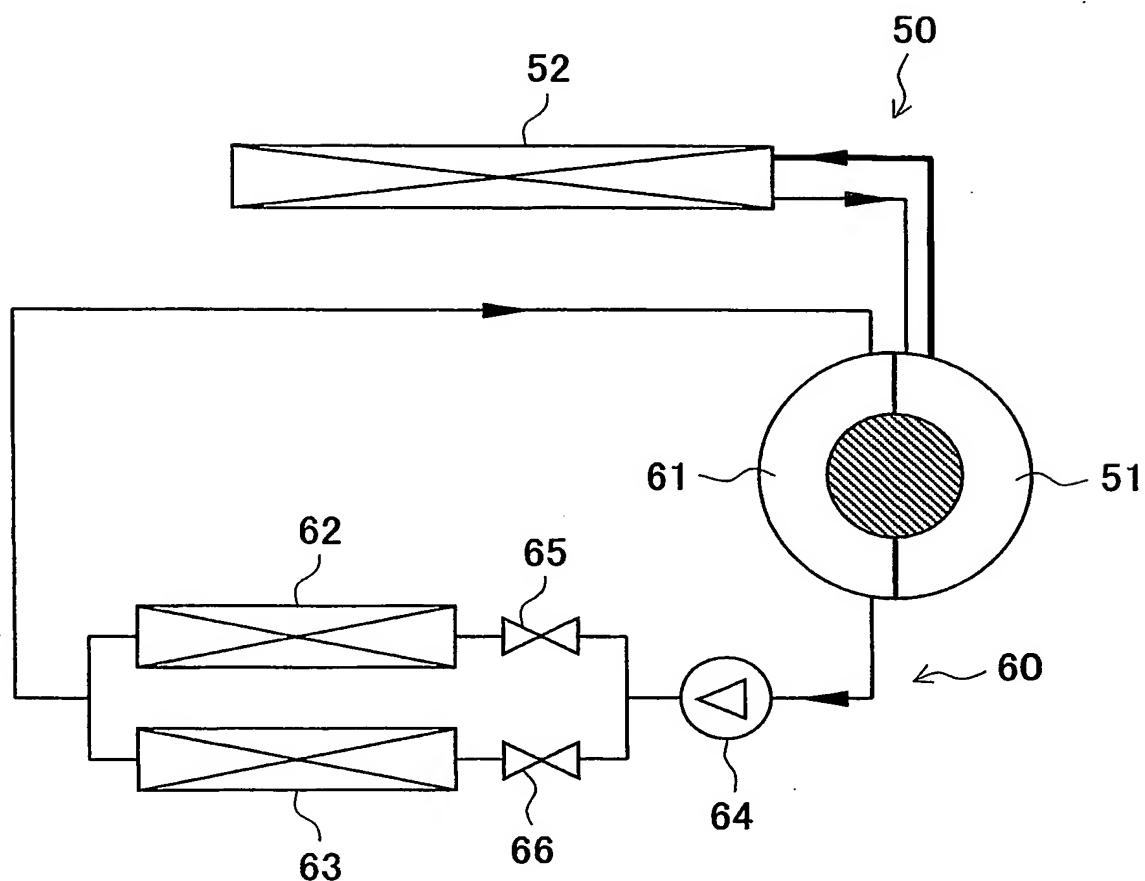
2/17

FIG.2



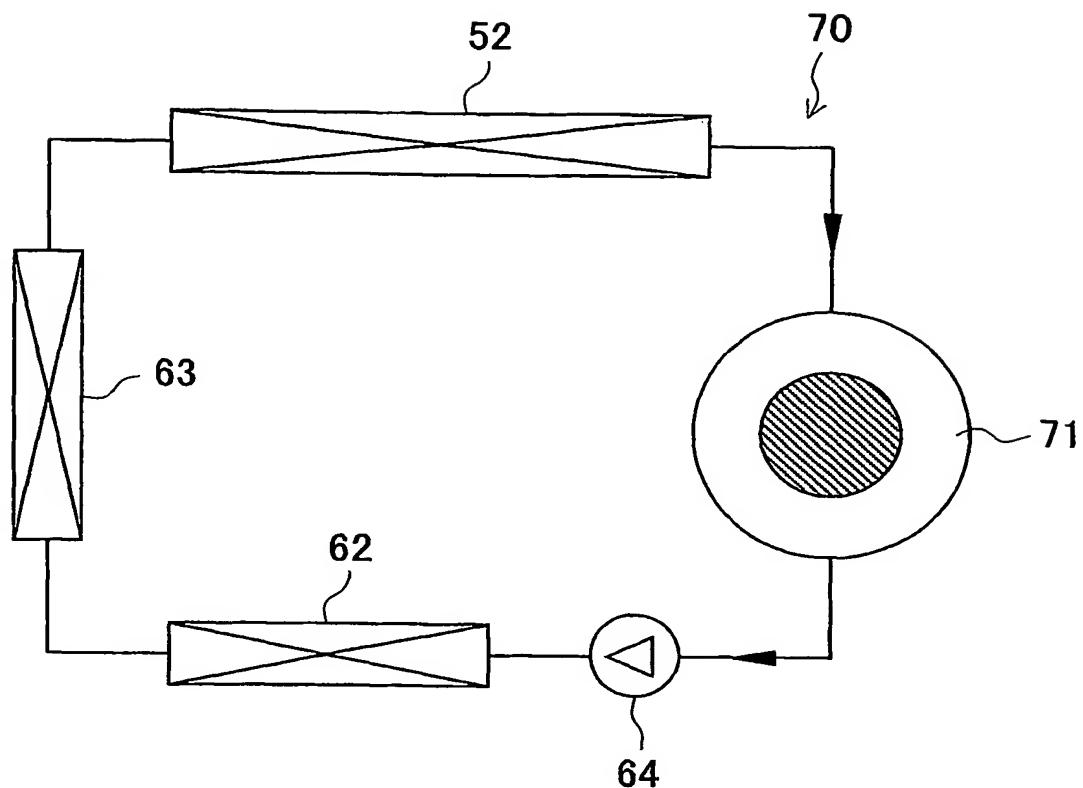
3/17

FIG.3



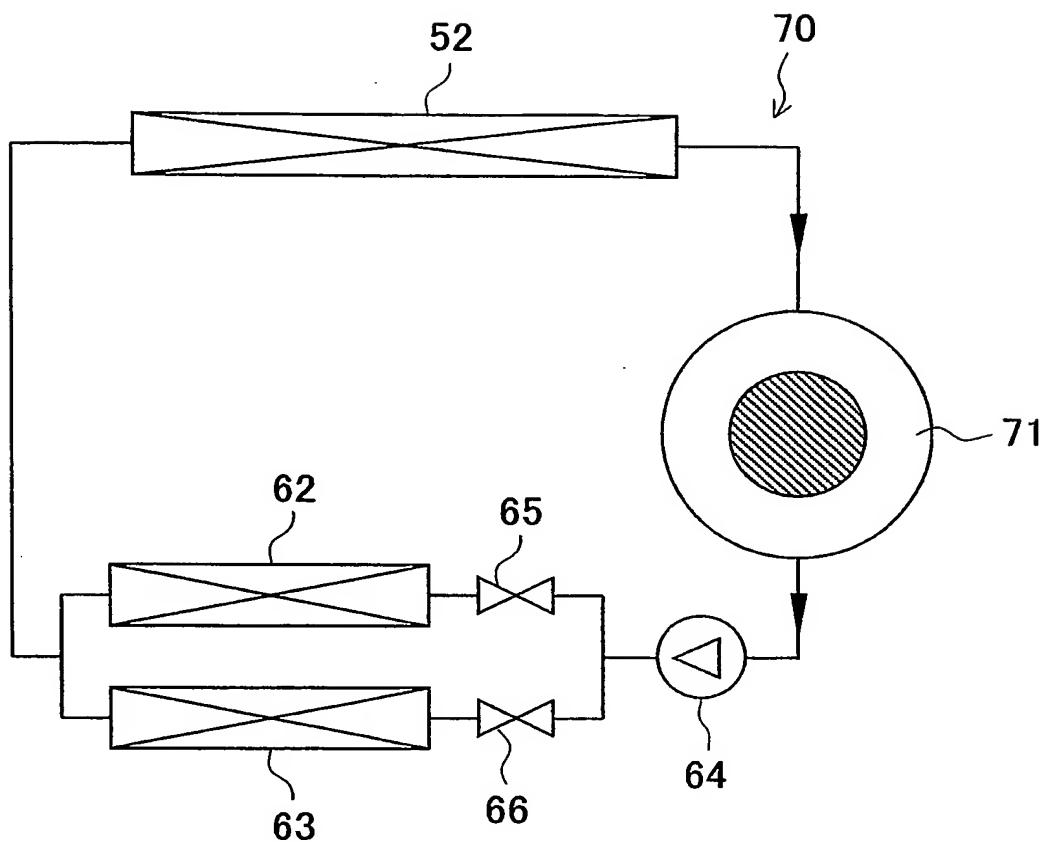
4/17

FIG.4



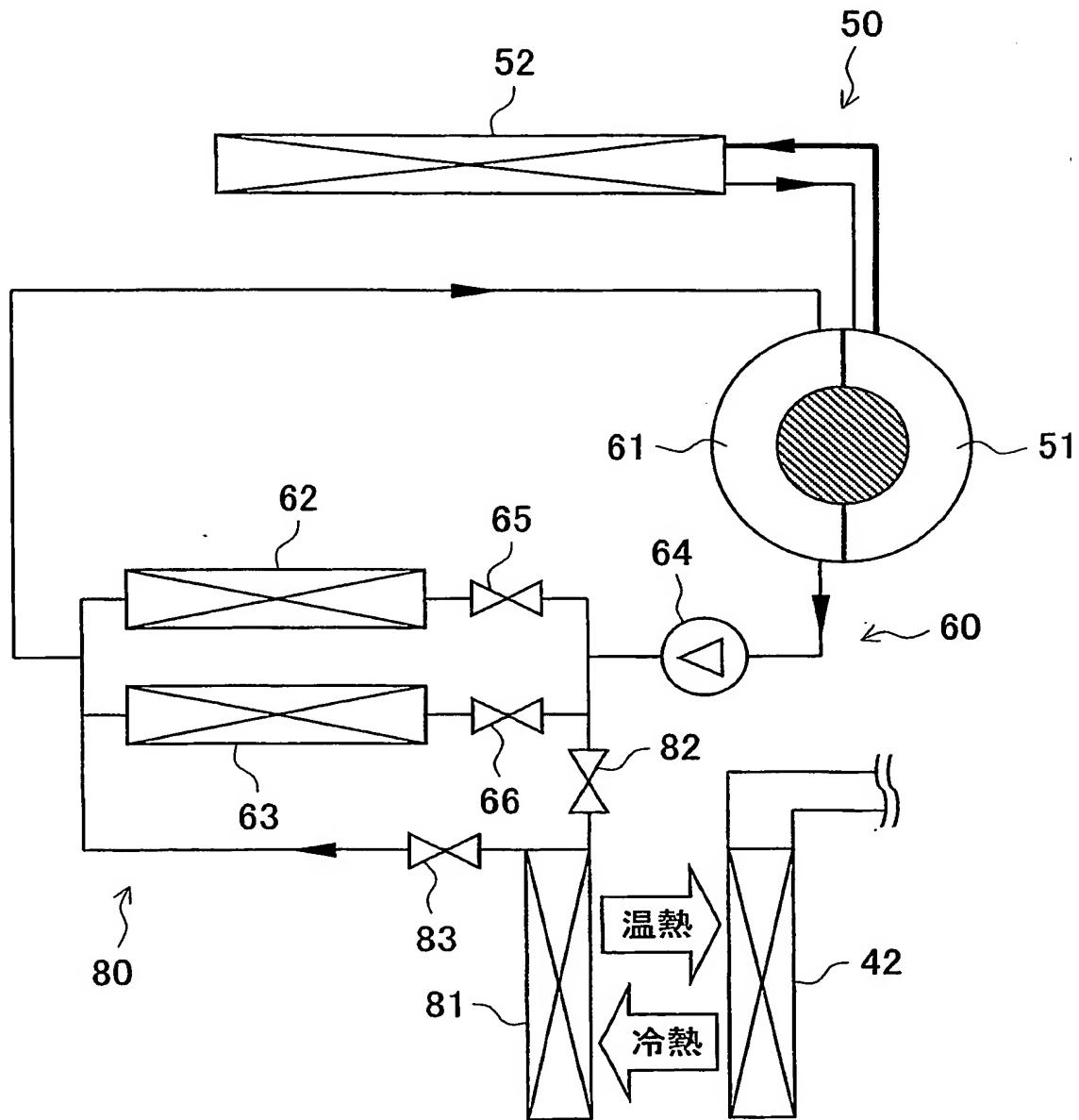
5/17

FIG.5



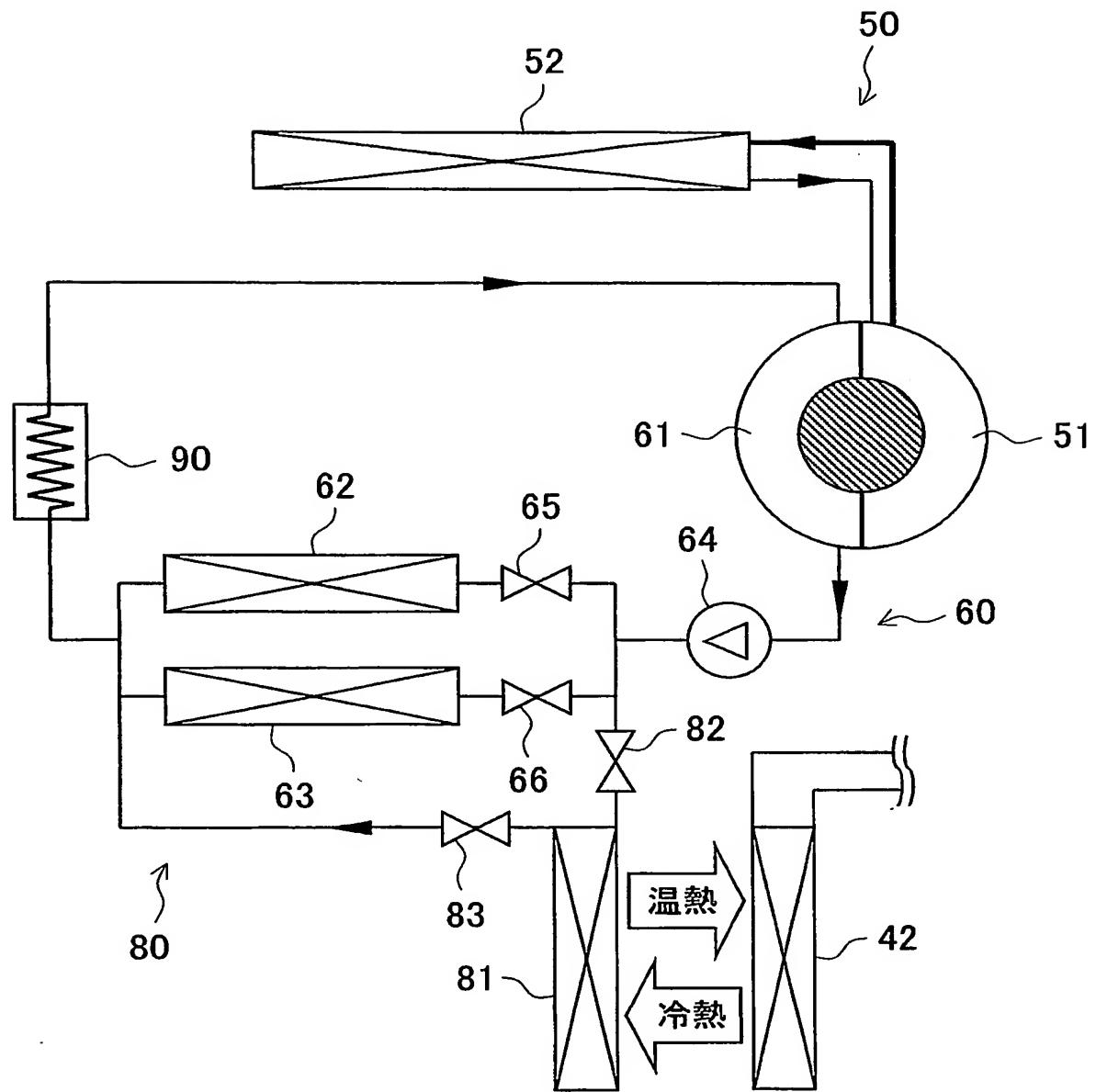
6/17

FIG.6



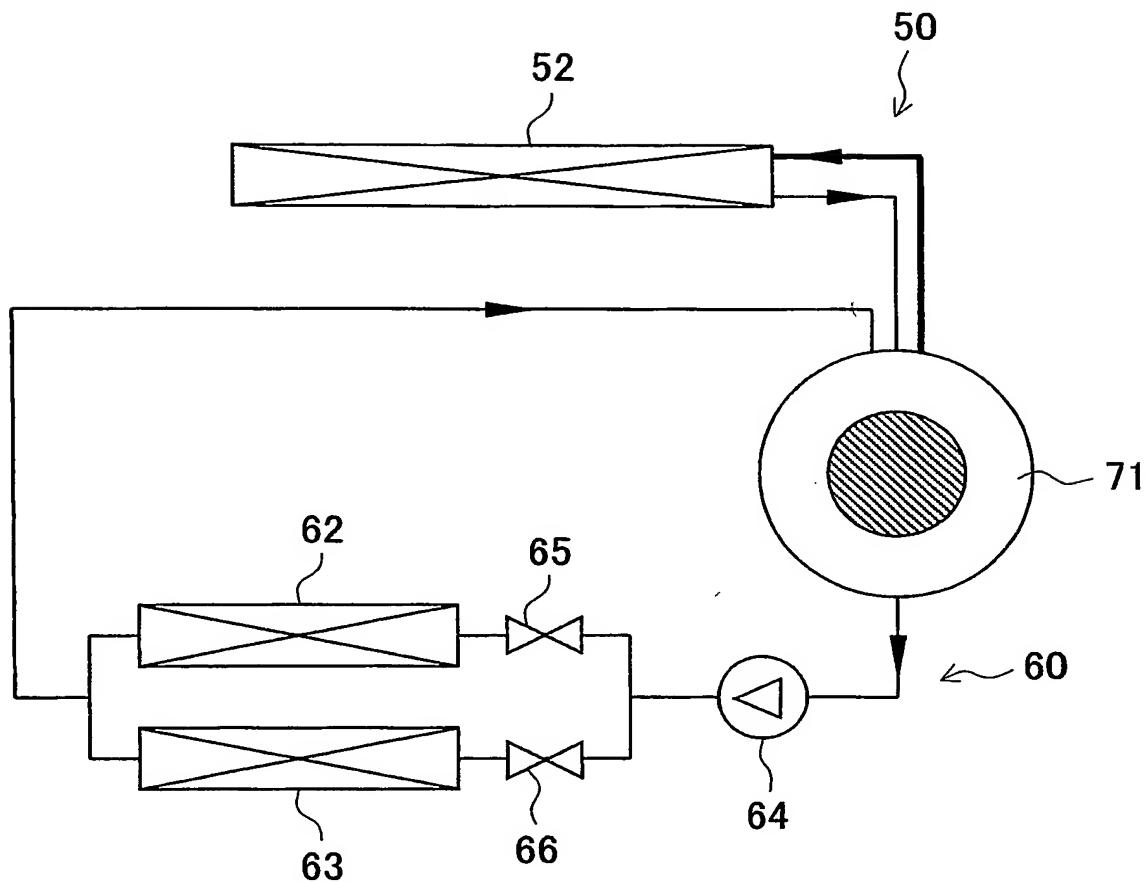
7/17

FIG.7



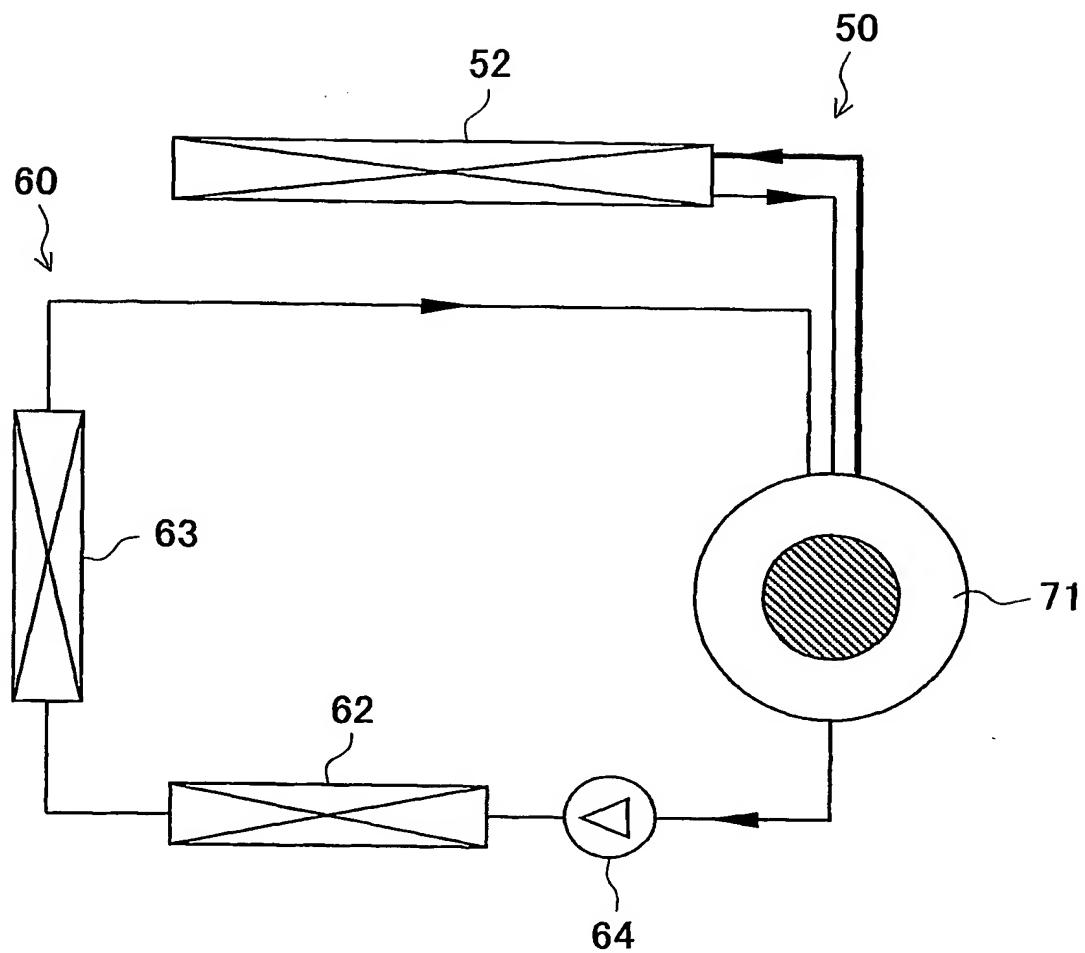
8/17

FIG.8



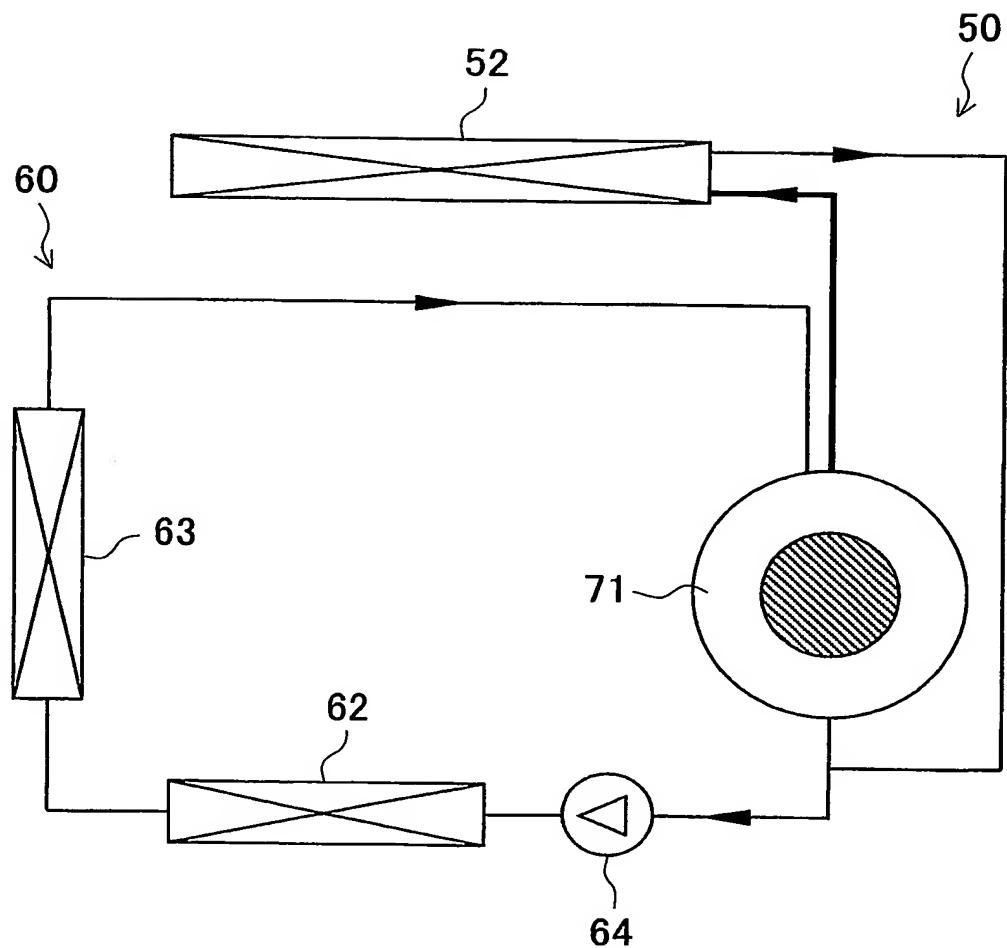
9/17

FIG.9



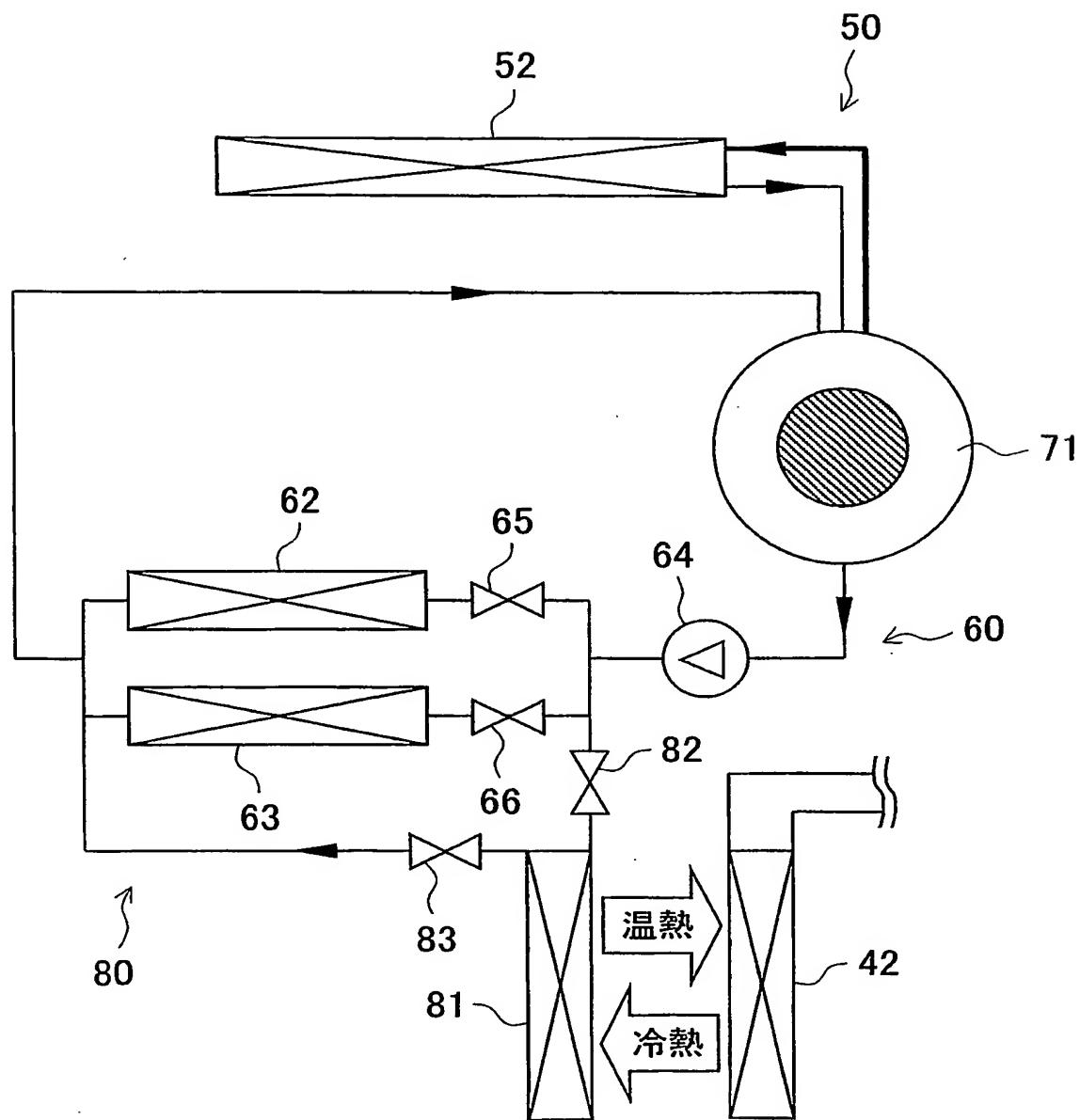
10/17

FIG.10



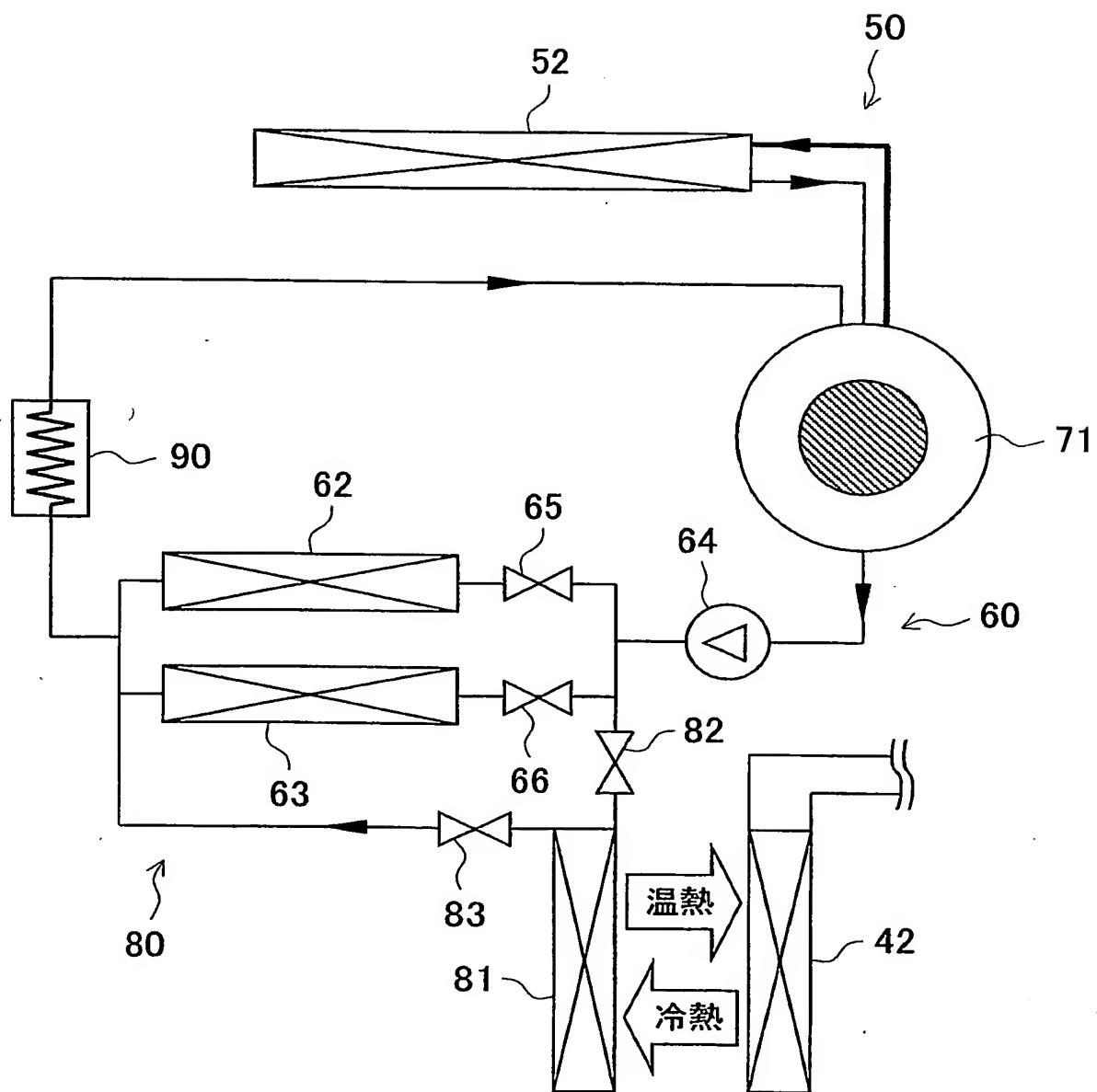
11/17

FIG.11



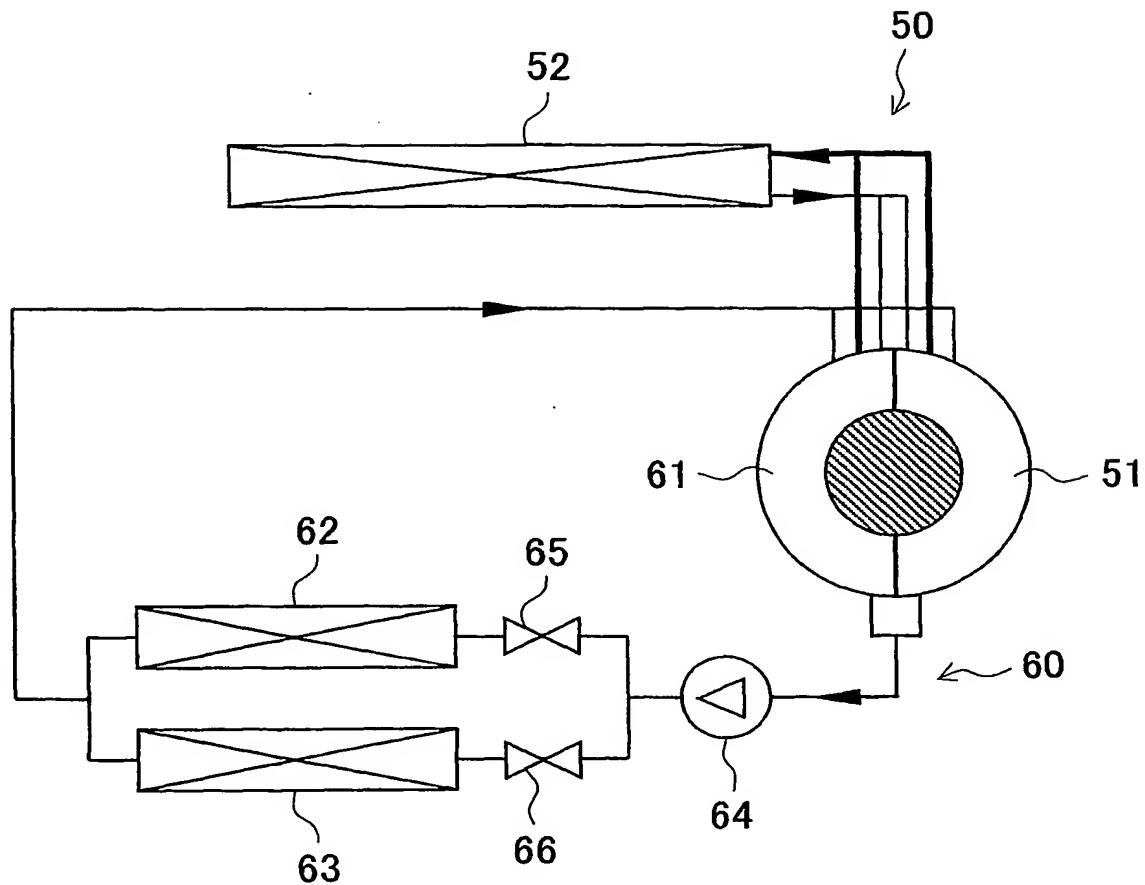
12/17

FIG.12



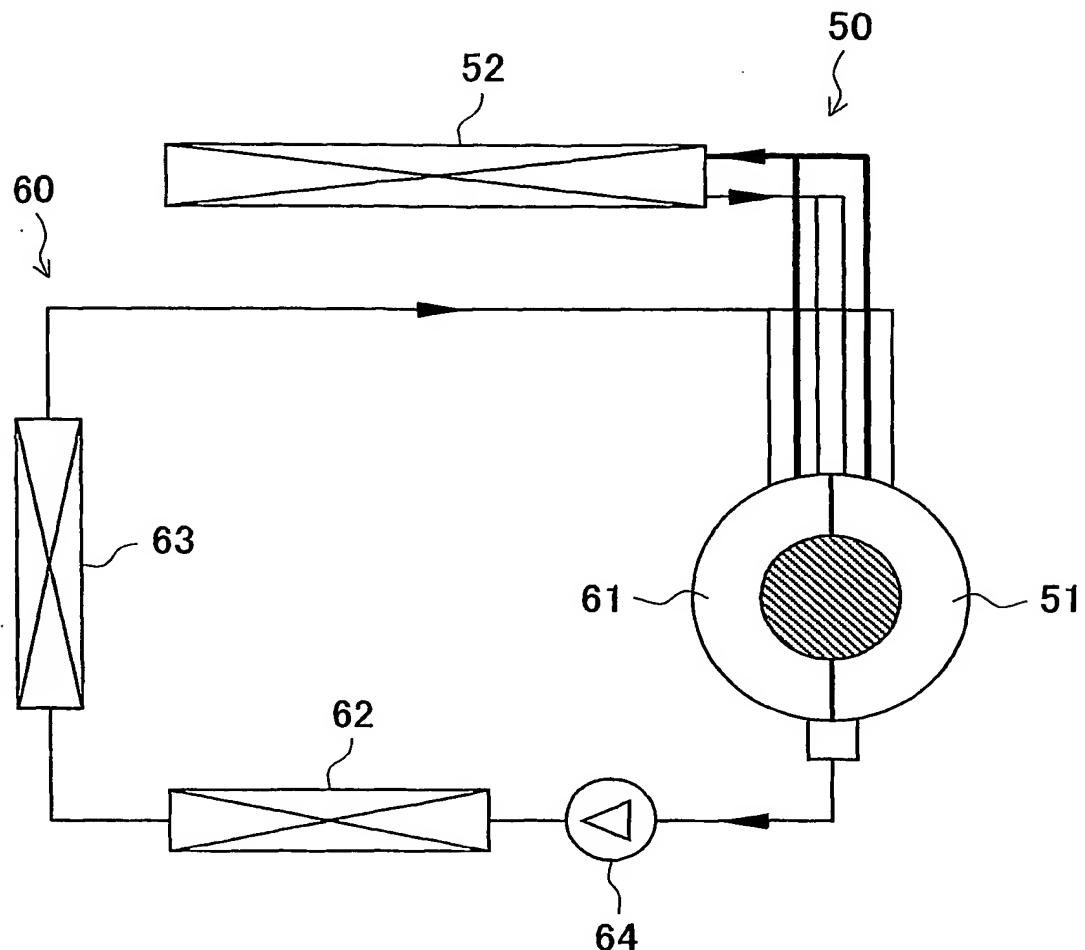
13/17

FIG.13



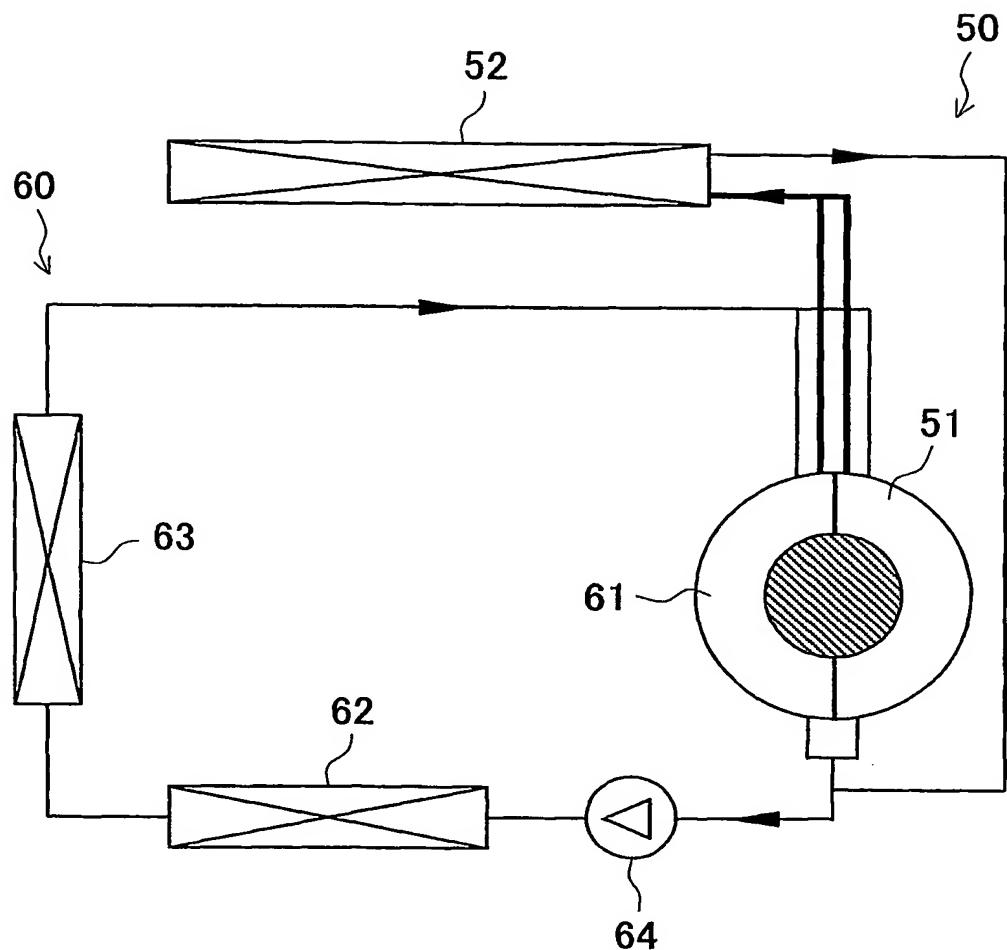
14/17

FIG.14



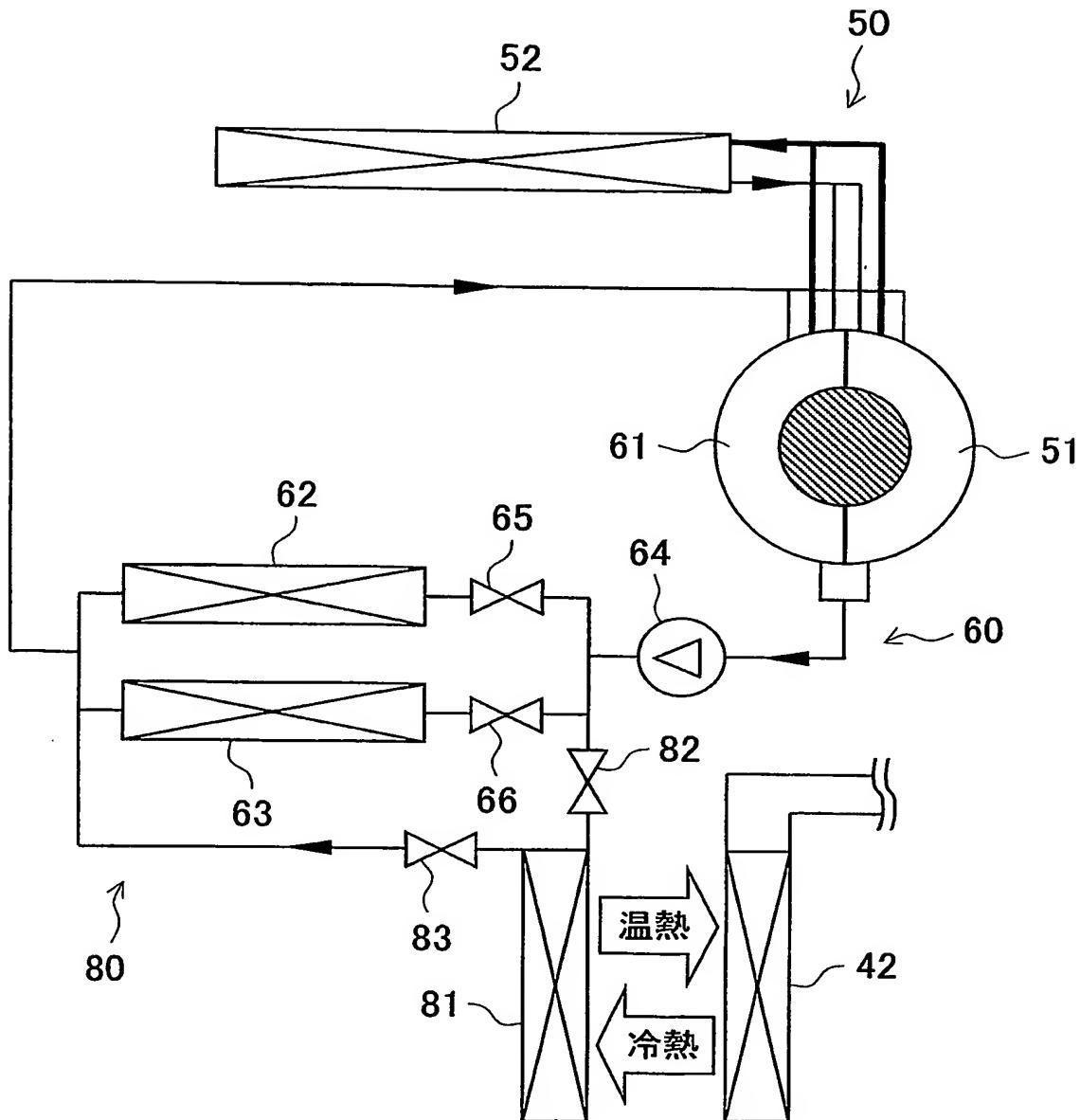
15/17

FIG.15



16/17

FIG.16



17/17

FIG.17

